Massimiliano Pancani

IMPIANTI MECCANICI

per giovani architetti

Corso di Fisica Tecnica Ambientale e Impianti

Prof. Simone Secchi e Prof. Fabio Sciurpi

a.a. 2011/2012

Versione Aprile 2012 rev.2

Sommario

INTRODUZIONE

Le dispense di impianti meccanici che hai in mano sono state pensate e realizzate per agevolare lo studio dei giovani (futuri) architetti.

Due sono le domande che ti potresti porre prima di leggerle: con che criterio sono state fatte e a che cosa ti serviranno.

Alla prima domanda risponderei che nascono da oltre venti anni di esperienza nel campo della termo-tecnica, un'esperienza prima fatta come tecnico strumentista di sistemi digitali applicati agli impianti di climatizzazione, proseguita poi come agente di commercio nell'ambito degli impianti meccanici e che da dieci anni continua come progettista degli stessi.

Questa esperienza è stata utile perché mi ha permesso di scrivere la maggior parte delle cose che qui leggerai, ma l'ho usata anche come "collante". Sì perché diverse cose che troverai in queste pagine le hanno scritte altri (citati in bibliografia) e poiché, a parer mio, erano scritte bene, le ho utilizzate per voi, semplicemente unendole a quelle scritte da me secondo un filo logico (o almeno a me pareva logico).

Per quanto riguarda invece la seconda domanda ti tolgo subito ogni dubbio: pensi che dopo aver letto queste dispense e aver seguito il corso saprai progettare un impianto tutto da solo? NO! Pensi che dopo aver letto queste dispense e aver seguito il corso avrai una vaga idea di che cosa è un impianto meccanico? Si, questo può essere.

Comunque sia, spero con tutto il cuore che queste pagine possano esserti utili.

Massimiliano Pancani

Istruzioni per l'uso

Di tanto in tanto, durante la lettura, troverai dei box contenenti le seguenti immagini. Non stupirti troppo, è solo un modo come un altro di attirare la tua attenzione e farti riflettere.

	Ascolta! Quando trovi questo box è un suggerimento che ti sto dando. Accoglilo.

	Ragiona! Quando trovi questo box spremiti le meningi e ragiona attentamente.

CAPITOLO 1 – I FONDAMENTALI: GRANDEZZE DI INTERESSE IN TERMOTECNICA

Il sottotitolo di questo capitolo potrebbe essere: senza di questi non si inizia neanche. È per questo che ripropongo cose che sicuramente hai già sentito almeno un centinaio di volte ma ti garantisco che non è mai abbastanza se per qualcuna di queste c'è ancora il minimo dubbio su cosa sia, cosa rappresenti o come si misuri.

Poiché gran parte della termotecnica riguarda il benessere ambientale e il benessere ambientale dipende molto dalle caratteristiche dell'aria che ci circonda, per spiegare le grandezze di interesse farò riferimento a questa col nome di *aria umida,* cioè una miscela di aria secca e vapore d'acqua.

Per studiare l'aria umida si usa uno strumento che oserei definire "il pane" del termotecnico: il **diagramma pscicrometrico**.

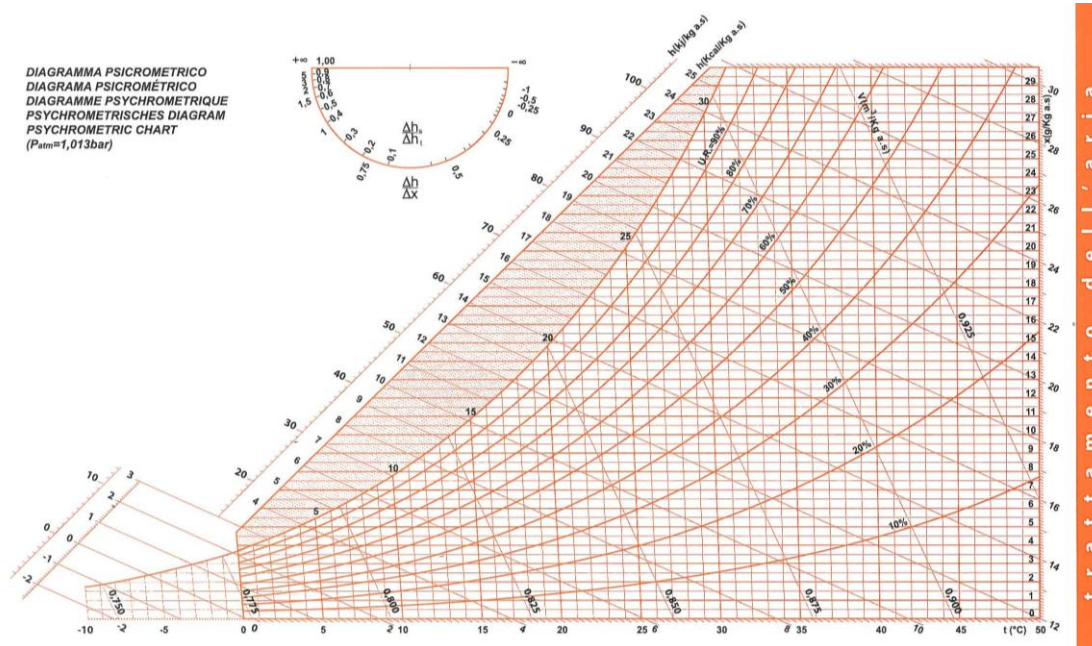



Figura 1 - Diagramma psicrometrico

Prima però, inizio col parlarti delle unità di misura e del Sistema Internazionale, strumento che ha permesso di fare un po' d'ordine in quello che fino ad allora era stato un guazzabuglio generale.

1.1 Grandezze di misura nel Sistema Internazionale

Il *Sistema Internazionale di misura* (S.I.), adottato definitivamente nella XI *Conferenza dei pesi e delle misure* del 1960 a Parigi e successivamente perfezionato, è il più diffuso

sistema di misura. Esso prevede l'utilizzo di sette grandezze fondamentali e di altre unità di misura da esse derivate.

Nelle tabelle di seguito presentate sono riportate sia le une che le altre.

Tabella 1 – Grandezze fondamentali nel S.I.

Grandezza	*Nome*	*Simbolo*	*Definizione*
Lunghezza	metro	m	Distanza percorsa nel vuoto dalla luce nell'intervallo di tempo di 1/299 792 458 di secondo (XVII CGPM, 1983).
Massa	chilogrammo	kg	Massa del prototipo internazionale conservato al Pavillon de Breteuil à Sèvres (III CGPM, 1901)
Tempo	secondo	s	Intervallo di tempo che contiene 9 192 631 770 periodi della radiazione corrispondente alla transizione fra i due livelli iperfini dello stato fondamentale dell'atomo di cesio 133 (XIII CGPM, 1967).
Intensità di corrente elettrica	ampere	A	Intensità di corrente elettrica che, mantenuta costante in due conduttori rettilinei, paralleli, di lunghezza infinita, di sezione circolare trascu-rabile e posti alla distanza di un metro l'uno dall'altro nel vuoto, produce tra i due conduttori la forza di $2 \cdot 10^{-7}$ N su ogni metro di lunghezza (IX CGPM, 1948).
Temperatura	kelvin	K	Frazione 1/273,16 della temperatura termodinamica del punto triplo dell'acqua (XIII CGPM, 1967).
Intensità luminosa	candela	cd	Intensità luminosa, in una data direzione, di una sorgente che mette una radiazione mono-cromatica di frequenza $540 \cdot 10^{12}$ Hz e la cui intensità energetica in tale direzione è di (1/683) W/sr (XVI CGPM, 1979).
Quantità di sostanza	mole	mol	Quantità di sostanza di un sistema che contiene tante entità elementari quanti sono gli atomi in 0,012 kg di carbonio 12. Le entità elementari devono essere specificate e possono essere atomi, molecole, ioni, elettroni, ecc. ovvero gruppi specificati di tali particelle.

Tabella 2 – Grandezze derivate per la termotecnica

Grandezza	*Nome*	*Simbolo*	*Definizione*
Frequenza	hertz	Hz	Frequenza di un fenomeno periodico il cui periodo è 1 secondo. Vale la relazione: 1 Hz = 1/s
Forza	newton	N	Forza che imprime a un corpo di massa pari a 1 kg l'accelerazione di 1 m/s^2. Vale la relazione: 1 N = 1 $kg \cdot m/s^2$
Pressione, tensione	pascal	Pa	Pressione esercitata dalla forza di 1 N applicata perpendicolarmente a una superficie con area pari a 1 m^2. Vale la relazione: 1 Pa = 1 N/m^2
Lavoro, energia, quantità di calore	joule	J	Lavoro compiuto dalla forza di 1 N quando il suo punto d'applicazione si sposta di 1 m nella direzione e nel verso della forza stessa. Vale la relazione: 1 J = 1 N·m
Potenza	watt	W	Potenza di un sistema che produce il lavoro di 1 J in 1 s. Vale la relazione: 1 W = 1 J/s

1.2 Temperatura

La temperatura è la misura del livello a cui è disponibile l'energia. Con riferimento all'aria umida si distingue in **temperatura a bulbo secco** (Tbs) quella misurata da un normale termometro posto in un certo ambiente, e **temperatura a bulbo umido** (Tbu), quella misurata da un termometro posto nello stesso ambiente ma il cui bulbo sia ricoperto da una garza bagnata di acqua distillata alla stessa temperatura dell'aria. La temperatura a bulbo umido, a causa del calore asportato dall'evaporazione dell'acqua, è sempre inferiore alla temperatura al bulbo secco ed è uguale a essa solo nel caso in cui l'ambiente sia saturo di umidità, cioè la sua umidità relativa sia pari al 100%.
L'abbassamento di temperatura al bulbo umido è comunque proporzionale all'umidità relativa dell'ambiente, perché all'umidità relativa dell'ambiente è proporzionale il fenomeno dell'evaporazione. Questa semplice considerazione ci fa intuire che avendo di un punto la temperatura a bulbo secco e la corrispondente temperatura a bulbo umido se ne può ricavare l'umidità relativa.

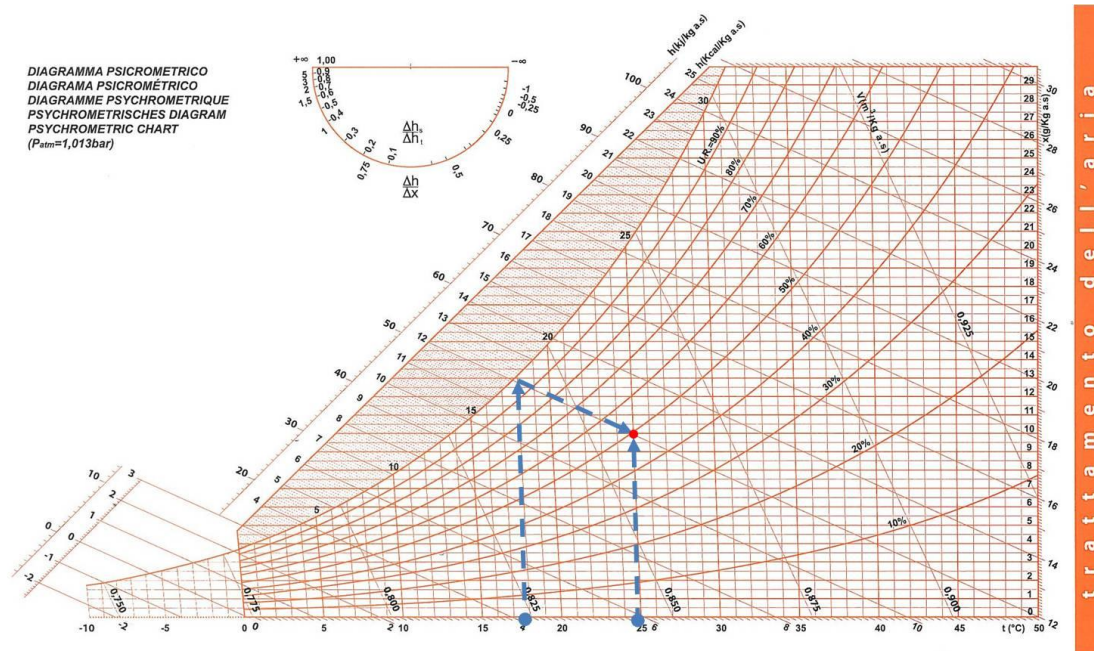



Figura 2 - Temperatura a bulbo secco e temperatura a bulbo umido

Interessante è anche conoscere la **temperatura di rugiada** definita come quella temperatura alla quale l'aria raggiunge le condizioni di saturazione (U.R.=100%): su ogni elemento (parete, superficie vetrata ecc…) che si trova ad una temperatura appena inferiore alla temperatura di rugiada si forma condensa (rugiada, appunto).

Supponiamo di avere aria alle condizioni di temperatura a bulbo secco Tbs=25°C e di umidità relativa U.R.=50%; ebbene, in questo caso la temperatura di rugiada è pari a 14°C (caso A nella figura seguente).

Supponiamo ora di avere aria alle condizioni di temperatura a bulbo secco Tbs=25°C e di umidità relativa U.R.=70%; ebbene, in questo caso la temperatura di rugiada è pari a 19°C (caso B). Si può quindi notare come la temperatura di rugiada è maggiore, a parità di temperatura a bulbo secco, al crescere dell'umidità relativa: tale risultato è facilmente spiegabile visto che l'aria a maggiore umidità relativa necessita di un minore raffreddamento per giungere a saturazione.

Naturalmente, per l'aria avente Tbs=25°C e U.R.=100% la temperatura di rugiada è pari a 25°C (l'aria si trova già satura: caso C).

Nella seguente figura è illustrato quanto detto:

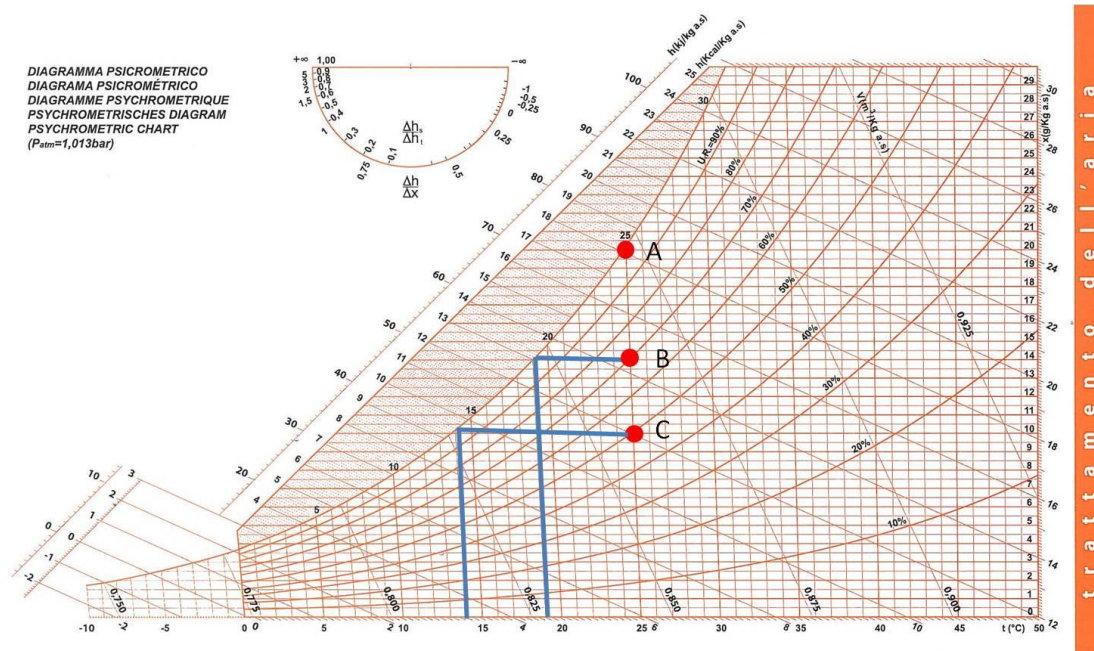



Figura 3 - Temperatura di rugiada

L'unità di misura della temperatura nel Sistema Internazionale è il grado kelvin (K), ma per semplicità viene usato il grado Celsius (°C), di più immediata comprensione. Questa alternativa, come altre che vedremo, sono possibili se si utilizza il così detto *Sistema Tecnico* (S.T.), anche detto *sistema pratico degli ingegneri*, anziché quello internazionale.
Nei paesi anglosassoni l'unità di misura è il grado Fahrenheit (°F).

1.3 Umidità

L'umidità rappresenta il contenuto d'acqua, sotto forma di vapore acqueo, presente nell'aria. Dato che l'aria atmosferica contiene sempre una certa quantità d'acqua, quando si parla dell'aria "normale" in qualche modo si parla sempre implicitamente di aria umida. Solo nel caso di aria totalmente deumidificata si parlerebbe espressamente di aria secca.
La quantità in massa di acqua presente in un kilogrammo di aria prende il nome di **umidità specifica** e si misura in grammi di acqua per kilogrammo di aria secca [g_{acqua}/kg_{aria}).
La massima quantità di acqua che può trovarsi disciolta nell'aria sotto forma di vapore è un valore che dipende, fissata la pressione, unicamente dalla temperatura dell'aria stessa: tanto questa è più alta, tanto più è in grado di trattenere vapore acqueo.
Il rapporto tra quantità di vapore effettivamente presente nell'aria e la massima quantità che potrebbe essere presente nelle stesse condizioni di temperatura e pressione prende il nome di **umidità relativa**. Tale rapporto, moltiplicato per cento, rappresenta la

percentuale di umidità effettivamente presente rispetto a quella che potrebbe essere contenuta. Ad esempio, se una certa quantità d'aria contiene la metà del vapore che potrebbe teoricamente contenere la sua umidità relativa è del 50%.

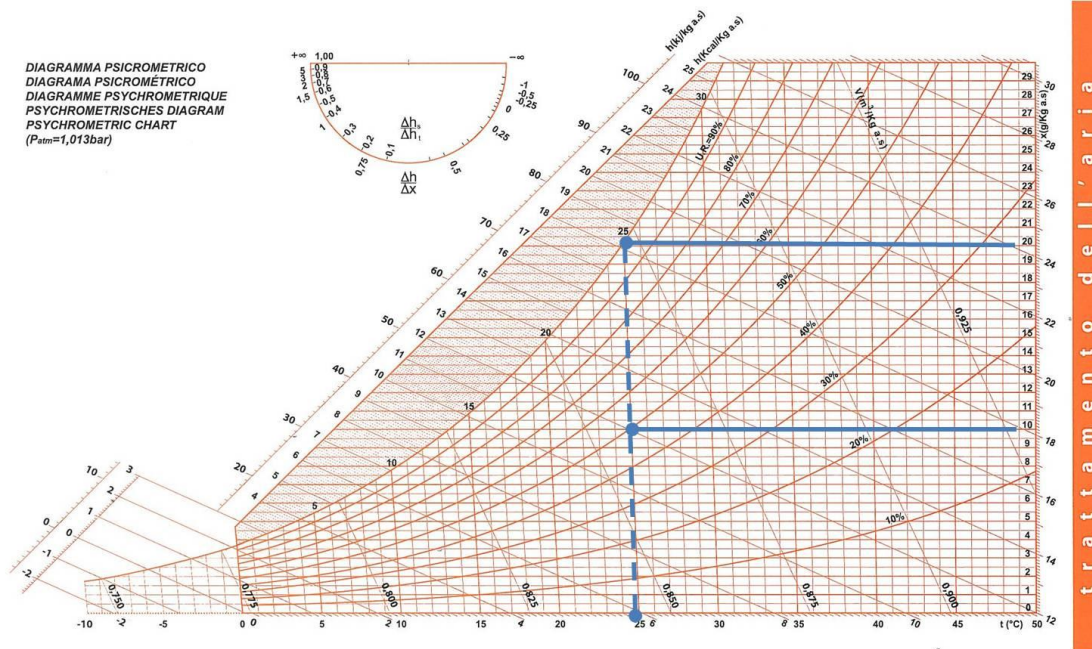



Figura 4 - Umidità assoluta e umidità relativa

1.4 Pressione

La pressione rappresenta una forza specifica, cioè una forza che agisce perpendicolarmente all'unità di superficie: ciò permette di confrontare diverse forze agenti indipendentemente dalle dimensioni della superficie stessa.

Essendo una forza rapportata a una superficie l'unità di misura della pressione è il Newton su metro quadro [N/m^2] chiamato anche pascal [Pa]. Altre unità molto usate sono il bar (1bar = 100.000 Pa), l'Atmosfera (1 atm = 101.325 Pa), e i metri di colonna d'acqua (1 m.C.A. = 10.000 Pa). Nell'impiantistica termotecnica si assume spesso per semplicità 1 bar = 1 atm = 10 m.C.A. = 100 kPa.

1.5 Energia termica

Il calore, o energia termica, rappresenta una delle varie forme in cui si può presentare l'energia, così come l'energia meccanica e l'energia elettrica.

L'unità di misura del calore, e di ogni altro tipo di energia è, nel Sistema Internazionale, il *joule* [J]. Sono tuttavia ancora in uso unità di misure tecniche quali ad esempio la *caloria*

[cal] definita come la quantità di calore necessaria per innalzare di 1°C (esattamente da 14,5°C a 15,5°C) un grammo di acqua posto a pressione atmosferica, oppure anche il kWh. La relazione che le lega vale 1 kWh = 860 kcal = 3.600.000 J (da cui 1 kcal = 4.186,8 J).
Una distinzione che riveste un ruolo fondamentale in termotecnica è quella tra calore latente e calore sensibile.

CALORE SENSIBILE

Il **calore sensibile** è l'energia termica che produce una variazione di temperatura nella sostanza interessata (è definito "sensibile" proprio perché produce un effetto "sensibile": la variazione di temperatura).
La formula generale del calore sensibile è la seguente:

$$Q_S = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad 1)$$

dove:

- Qs è il calore sensibile [kcal nel Sistema Tecnico] [kJ nel Sistema Internazionale]
- m è la massa della sostanza che scambia calore sensibile [kg]
- c_p è il calore specifico della sostanza stessa [kcal/kg°C nel S.T.] [kJ/kgK nel S.I.]
- ΔT è la variazione di temperatura [K oppure °C].

Il calore specifico è definito come la quantità di calore sensibile necessaria per far variare di 1 K la temperatura di 1 kg di sostanza. Per l'aria umida il calore specifico è riferito al kg di aria secca (kg a.s.); esso vale:

- c_p = 0,24 kcal/$kg_{a.s.}$ K (nel S.T.)
- c_p = 1,02 kJ/$kg_{a.s.}$ K (nel S.I)

Vediamo ora alcuni esempi di scambio di calore sensibile sul diagramma psicrometrico.

ESEMPIO 1

Si abbia 10 kg di aria secca contenenti 100g di vapore acqueo devono essere riscaldati da 15°C a 40°C. Calcolare il calore sensibile necessario e rappresentare la trasformazione sul diagramma psicrometrico.

Faccio uso della formula per calcolare il calore sensibile da fornire all'aria:

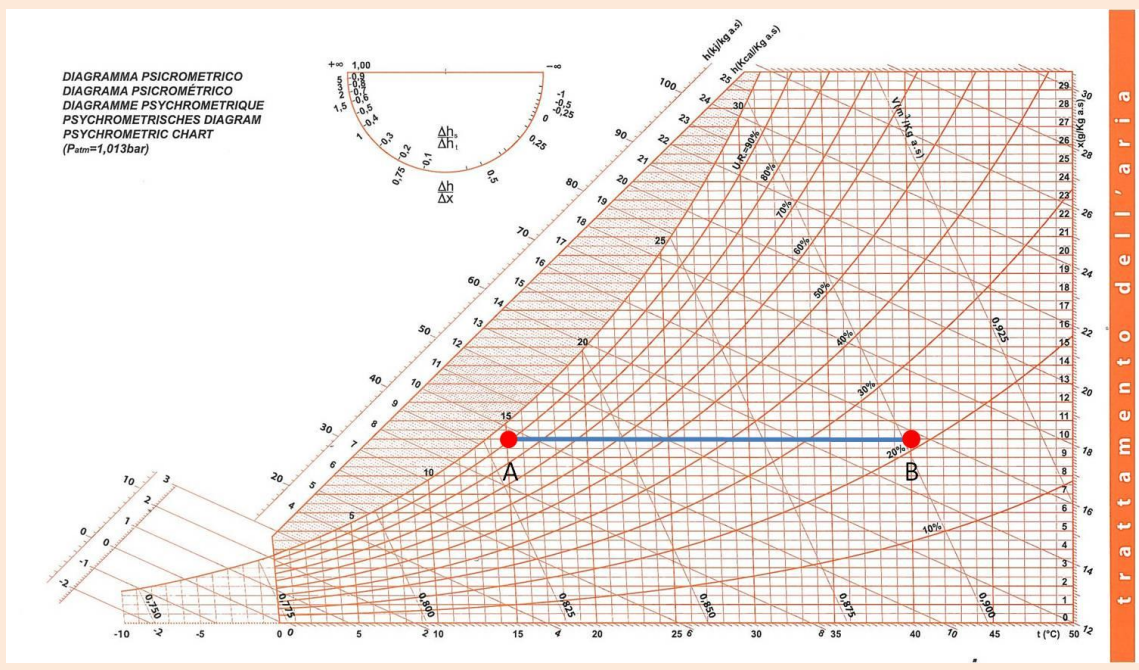
Qs = 10 · 0,24 · (40-15) = 61,25 kcal (S.T.)

Qs = 10 · 1,02 · (40-15) = 255 kJ (S.I.)

Sul diagramma psicrometrico il riscaldamento sensibile è rappresentato da una retta orizzontale, visto che non varia l'umidità specifica (come vedremo in seguito, le variazioni di umidità specifica sono indotte solo da scambi di calore latente).

L'umidità specifica vale:

$X = 100g / 10\ kg_{a.s.} = 10\ g/kg_{a.s.}$

Note le X e le T iniziali e finali, si può passare alla rappresentazione sul diagramma:

CALORE LATENTE

Il **calore latente** è la quantità di energia associata alla vaporizzazione (o alla condensazione) dell'acqua contenuta nell'aria umida. Il termine "latente" deriva dal latino e vuol dire "senza manifestazione visibile" (il calore latente è infatti una quantità di energia che non produce variazioni di temperatura a bulbo secco).

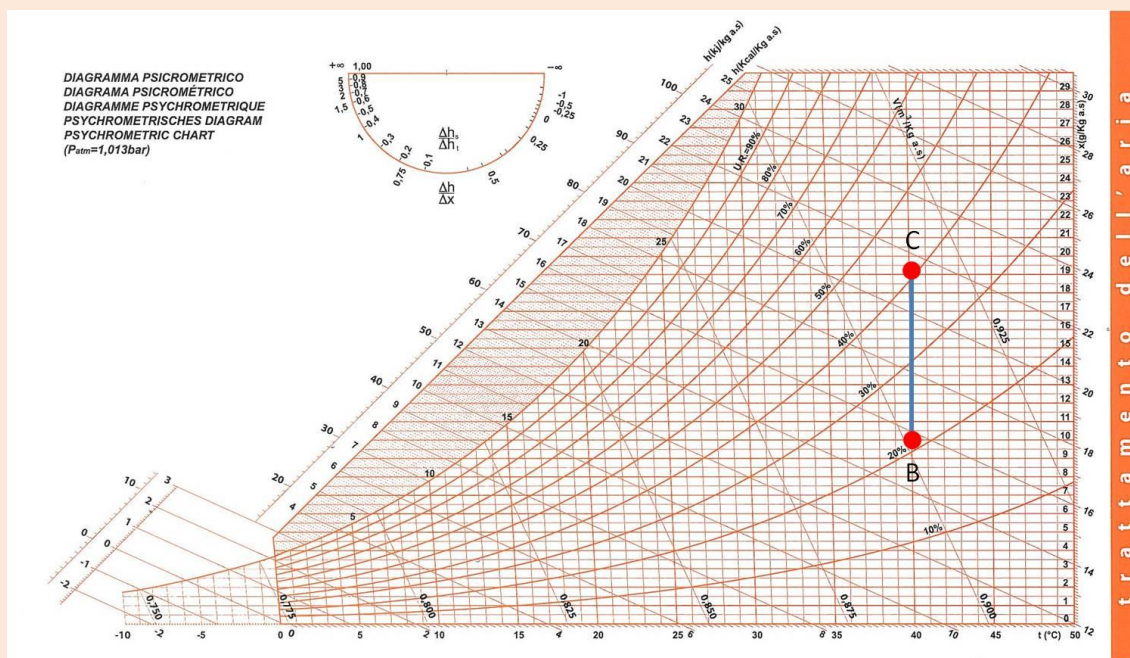
L'espressione generale per il calore latente è la seguente:

$$Q_L = m \cdot c_v \cdot \Delta X$$	2)

dove:

- Q_L è il calore latente [kcal nel Sistema Tecnico] [kJ nel Sistema Internazionale];
- m è la massa della sostanza che scambia calore sensibile [kg];
- c_v è il *calore latente di vaporizzazione* [596 kcal/kg acqua nel S.T.] [2.490 kJ/kg acqua nel S.I.];
- ΔX è la variazione di umidità specifica [$g_{acqua}/kg_{aria\ secca}$].

ESEMPIO 2

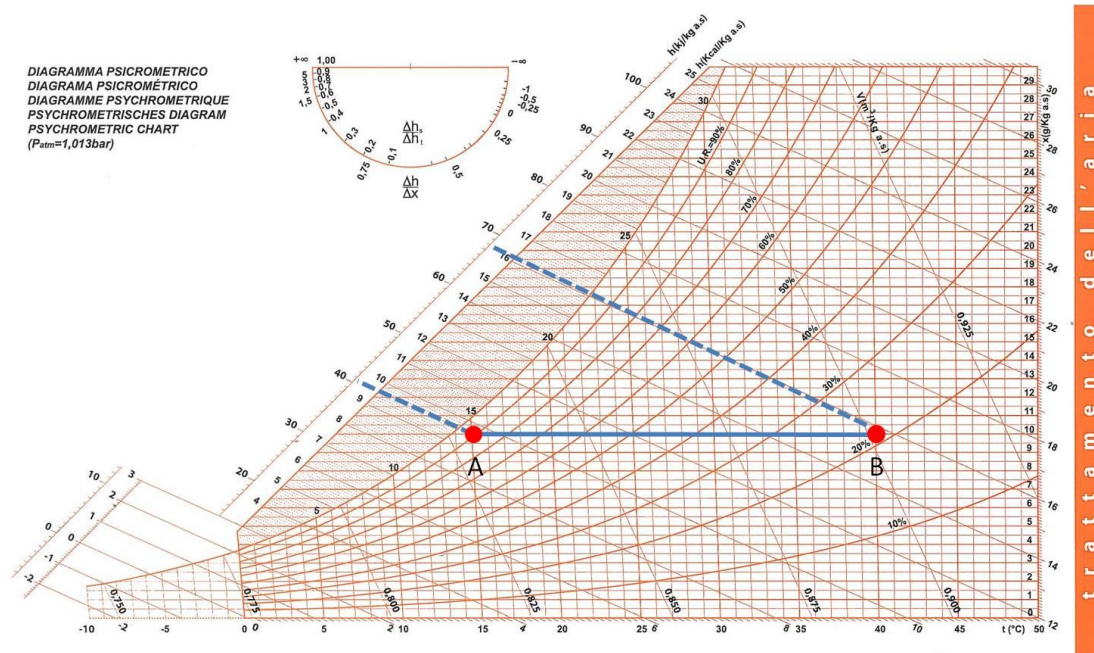
Nella seguente figura è rappresentata una trasformazione in cui l'aria umida riceve solo calore latente: la temperatura a bulbo secco resta costante.

Il calore latente vale:

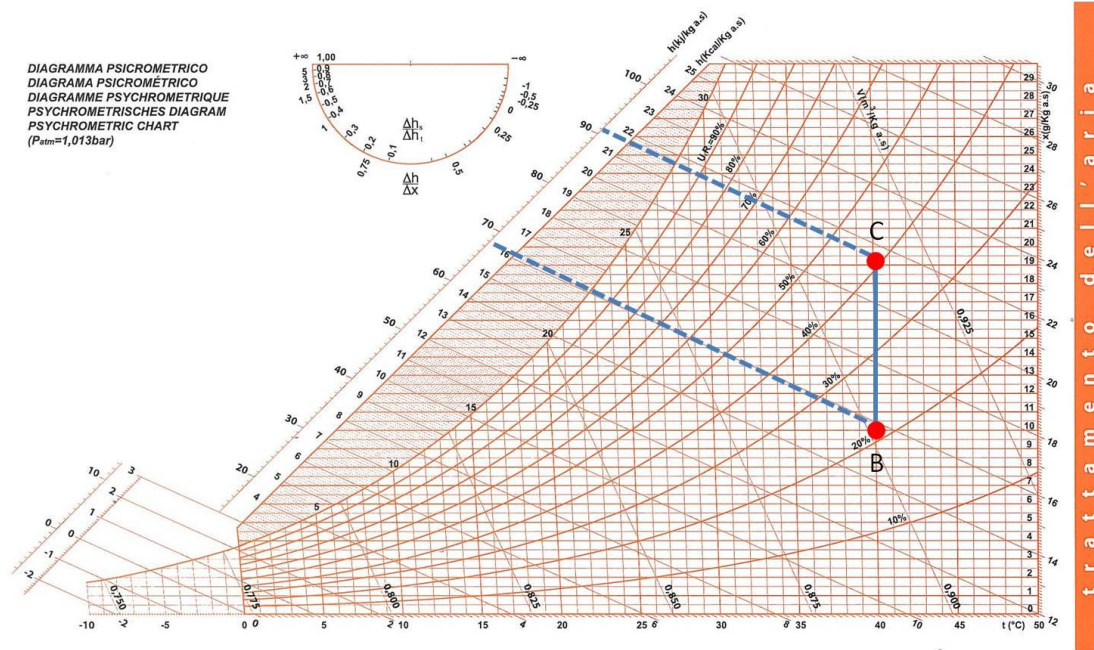
Q_L = 10 kg a.s. · 0,596 kcal/g acqua · (19-10)g/kg $_{a.s.}$ = 53,64 kcal (nel sistema tecnico)

Un altro concetto molto importante nell'analisi degli scambi energetici che avvengono nel condizionamento dell'aria è l'**entalpia** (*H*). Questa grandezza rappresenta il contenuto

totale di energia di un fluido. Essa non ha un significato fisico immediato, come la pressione o la temperatura, ma risulta molto utile quando si abbia a che fare con trasformazioni energetiche. Essendo un'energia, le sue unità di misura sono il joule, o, nel caso si faccia riferimento all'entalpia specifica (h), cioè riferita all'unità di massa, il Joule su kilogrammo [J/kg].
Lo scambio di calore, che sia sensibile o latente, può essere espresso come variazione di entalpia (Δh). L'espressione generale dello scambio termico in termini di variazione di entalpia è la seguente:

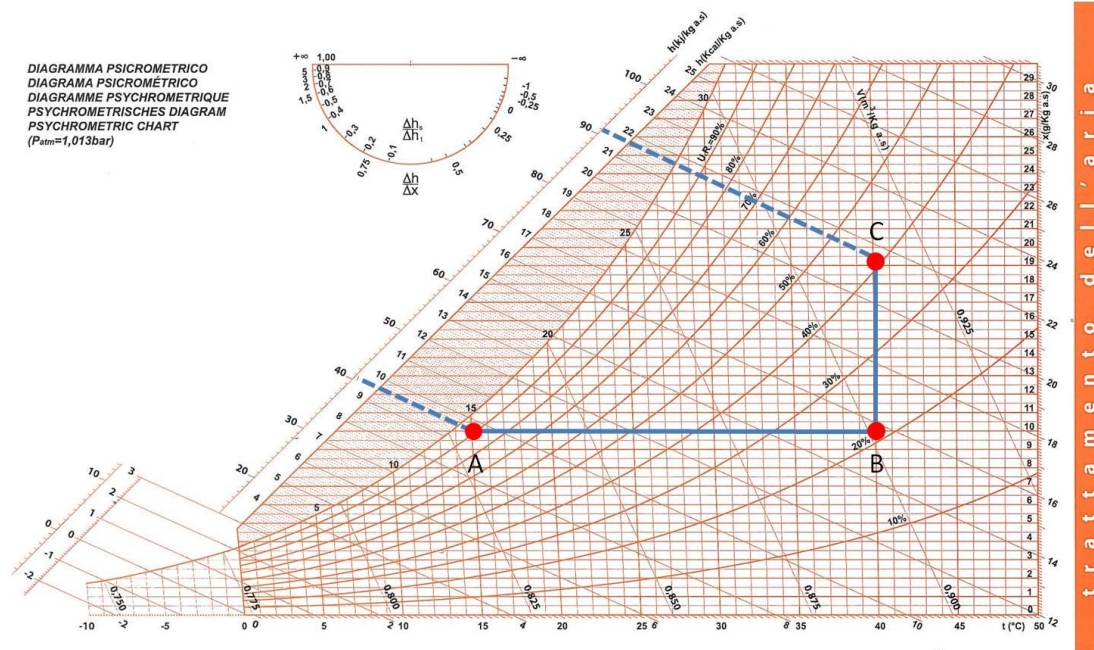
$Q = m \cdot \Delta h$	3)

Utilizzando questa espressione si può calcolare il calore scambiato (sensibile o latente) direttamente "leggendo" le entalpie sul diagramma psicrometrico.
Ad esempio calcoliamo il calore sensibile dell'esempio 1 e il calore latente dell'esempio 2 usando l'espressione di cui sopra:

Per l'esempio 1 numericamente si ha:
Qs = 10 kg a.s. · (15,8 - 9,6) kcal/kg a.s. = 62 kcal

Dal calcolo si era ottenuto 61,25 kcal. La differenza è dovuta all'imprecisione nel determinare le entalpie sul diagramma: si tratta tuttavia di una differenza che non produce nessun effetto pratico.

Per l'esempio 2 numericamente si ha:

Q_L= 10 kg $_{a.s.}$ · (21,2 - 15,8) kcal/kg $_{a.s.}$ = 54 kcal

CALORE TOTALE

La somma del calore latente e di quello sensibile rappresenta il **calore totale** che resta sempre l'effettiva quantità di energia (in questo caso energia termica) scambiata nella trasformazione. Anch'esso come i suoi componenti, può essere valutato come differenza di entalpia. Riprendendo gli esempi 1 e 2 si ottiene:

Q_{tot} = 10 kg $_{a.s.}$ · (21,2 - 9,7) kcal/kg$_{a.s.}$ = 115 kcal

1.6 Potenza termica

Per potenza si intende il rapporto tra un lavoro, o uno scambio di energia, e il tempo in cui questo è avvenuto.

Nel caso della termotecnica, la potenza termica rappresenta il rapporto tra la quantità di calore scambiato e il tempo in cui è avvenuto tale scambio. L'unità di misura della potenza nel Sistema Internazionale è il Joule al secondo cioè il watt [W]. Altre unità di misura sono le kilocalorie/ora [kcal/h] o le British Thermal Unit (BTU) nel rapporto 1 W ≈ 3,4 BTU/h.

Anche per la potenza si può parlare di *potenza sensibile* e di *potenza latente*, che nella somma danno la potenza totale.

Per il calcolo della potenza si possono usare le stesse formule usate per il calore, sostituendo alla massa *m* [kg] la portata G in massa [$kg_{a.s.}$/s] oppure in volume [m^3/h]:

$P = G \cdot c_p \cdot \Delta T$	4)

I valori del calore specifico dell'aria umida riferiti al m^3 si ottengono a partire da quelli relativi al kg passando per il peso specifico dell'aria umida: considerando che 1,2 kg/m^3 è il valore medio di densità dell'aria utilizzato nella pratica, si ottiene per esso:

- c_p = 0,29 kcal/m^3K nel Sistema Tecnico;
- c_p = 1,2 kJ/m^3K nel Sistema Internazionale

Facciamo un esempio di calcolo della potenza totale, facendo uso delle diverse formule sin qui viste.

Esempio 3

Calcolare la potenza termica sensibile da fornire a 3000m³/h per portare le sue condizioni da A a B in riferimento all'esempio 1.

Punto A: (Tbs=15°C; U.R.=90%)

Punto B: (Tbs=40°C; U.R.=22%)

Calcoliamo la potenza facendo uso della formula:

P = G · c_p · ΔT

P = 3.000 m^3/h · 0,29 kcal/m^3K · (40-15)K = 21.750 kcal/h (S.T.)

P = 3.000 m^3/h · 1,2 kJ/m^3/K · (40-15)K / 3.600 s = 25 kW (S.I.)

Per realizzare la trasformazione AB è quindi necessaria una macchina capace di fornire 25 kW termici.

Adesso calcoliamo la potenza a partire dalle entalpie individuate sul diagramma psicrometrico:

$P = G \cdot \Delta H$

$P = 3.000\ m^3/h \cdot 1.2\ kg/m^3 \cdot (15,8 - 9,6)\ kcal/kg = 22.320\ kcal/h$ (S.T.)

Per passare al Sistema Internazionale basta fare:

P (kW) = P (kcal/h) / 860 = 25,9 kW

Osserva che la leggera (ma ininfluente ai fini pratici) differenza dal valore trovato con la formula M c ΔT, potrebbe dipendere da piccole imprecisioni nell'individuazione dei valori delle entalpie sul diagramma.

Ricorda infine questa *verità assoluta*: nell'impiantistica la potenza rappresenta un costo d'impianto, l'energia invece rappresenta un costo d'esercizio.

CAPITOLO 2 – SISTEMI ENERGETICI, IMPIANTI TECNICI E IMPIANTI MECCANICI

2.1 Impianti meccanici

Finalmente si incomincia a fare un po' sul serio. Ti parlerò infatti degli **impianti meccanici**, moderna accezione con cui si intendono gli impianti idro-termo sanitari ovvero quella macro categoria che comprende gli impianti di climatizzazione, gli impianti sanitari e gli impianti antincendio. Tutta roba costruita dagli idraulici, o come si dice spesso, dai *trombai*.

Inquadriamoli un po' alla volta. Gli **impianti di climatizzazione** sono quelli che comprendono a loro volta gli impianti di riscaldamento, quelli di condizionamento e quelli di ventilazione. Di questa categoria impiantistica potrai sentirne parlare anche con l'acronimo HVAC (*Heating Ventilationn Air Conditioning*), ma non ti preoccupare si parla sempre della stessa cosa.

A cosa servono gli impianti di climatizzazione? Il loro inserimento ha lo scopo di creare e mantenere le corrette condizioni di temperatura e umidità al fine di favorire la permanenza delle persone e anche delle cose.

Talvolta può necessitare solo un impianto di riscaldamento perché magari siamo in un paese di solito molto freddo, talvolta invece può necessitare solo un impianto di ventilazione, o come si dice più propriamente un impianto di ricambio d'aria, perché la presenza di molte persone e lavorazioni particolari rendono l'aria ambiente non salubre. Può essere anche opportuno il solo impianto di condizionamento perché il clima è già di per se caldo e umido, ma non è improbabile invece trovare una combinazione di due tipologie oppure impianti che le riuniscano tutte e tre.

In ogni caso, se fai il progettista in Islanda magari non ti capiteranno molti impianti di condizionamento, così come se lavori in Sud Africa è poco probabile che ti chiederanno un bell'impianto di riscaldamento. Comunque sia l'applicazione degli impianti di climatizzazione servirà solo a rispondere a un'esigenza.

Gli **impianti sanitari** invece sono quelli che comprendono sia gli impianti di smaltimento delle acque reflue (dette anche acqua usate) e delle acque piovane, e gli impianti di adduzione idrica.

Chiariamoci un po' le idee. Gli impianti di smaltimento, conosciuti anche col nome di **impianti di scarico**, sono quelli senza i quali si tornerebbe dritti dritti al Medioevo. Hanno lo scopo di smaltire dagli edifici i liquami fisiologici (chiamati anche *acque nere* o *acque scure*) e i liquami saponosi (chiamati anche *acque bianche* o *acque chiare*). La prima

tipologia viene naturalmente dagli scarichi dei wc mentre la seconda dai lavandini e dalle docce ma anche dai lavelli di cucina e dalle lavatrici. Due reti di tubazioni, opportunamente separate, convogliano questi liquami prima alla fossa biologica e poi alla fognatura pubblica.
Gli **impianti di adduzione** invece sono quelli che hanno lo scopo di addurre, cioè far arrivare ai nostri rubinetti l'acqua fredda e l'acqua calda per usi igenici. La prima giunge negli edifici dall'esterno, perlopiù dall'acquedotto, mentre la seconda è prodotta in loco.
Infine parliamo degli **impianti antincendio** facenti sempre parte (ti ricordo) della grande categoria degli impianti meccanici.
Ora, a essere precisi, anche gli impianti antincendio sono costituiti a loro volta da altre due tipologie impiantistiche: estinzione incendi e rilevazione incendi. La prima ha a che fare con l'acqua e con i tubi (ed è quella che qui ci interessa), la seconda invece ha a che fare con l'elettricità e con la sensoristica (e questo ora ci interessa un po' meno).
Gli *impianti di estinzione incendi* sono quelli generalmente costituiti da una rete di tubazioni che convogliano l'acqua agli idranti. Quest'acqua è si solito stoccata in una grossa vasca detta *vasca antincendio* e da essa viene spillata all'occorrenza a mezzo di pompe idrauliche che costituiscono il così detto *gruppo antincendio*.
In realtà anche la scelta e il posizionamento dei classici estintori a parete spetta sempre al progettista meccanico.
In definitiva comunque, quando sentirai parlare, in ambito di impiantistica meccanica, di impianto antincendio, dovrai pensare solo alla parte che ha a che fare con l'estinzione.

2.2 Impianti tecnici

Ma mi è proprio impossibile però continuare a raccontarti di impianti meccanici se prima non li inquadro in un contesto più ampio, di cui in realtà fanno effettivamente parte. Si perché gli impianti meccanici, nel senso prima accennato, fanno parte della più grande categoria degli **impianti tecnici** abbinati all'edilizia, ovvero sistemi che consentono, ognuno nell'ambito delle rispettive competenze, di rendere gli edifici che a vario titolo frequentiamo, adatti alle nostre esigenze.
Pensa che fino all'inizio del secolo scorso gli edifici per civile abitazione presentavano una percentuale di impianti tecnici veramente esigua che il più delle volte non rappresentava nemmeno il 2% del costo dell'immobile. Nella migliore delle ipotesi le case erano dotate di un impianto idrico, e proprio in casi eccezionali, di un impianto fognario costituito da un pozzo nero installato all'esterno.

Per parlare di impianti di riscaldamento in senso "dignitoso" si dovette attendere che il petrolio e i suoi derivati facessero la loro comparsa nel nostro paese. Da quel momento il valore intrinseco degli impianti tecnici rispetto al valore dell'immobile salì di qualche punto percentuale.
Poi fu la volta dell'energia elettrica che, almeno all'inizio, fece il suo debutto solo nelle grandi città. Inutile dire che questo passo fece trasparire la moderna civiltà e tanto basto perché anche i primi impianti elettrici venissero integrati nelle case.
Il progresso tecnologico portò poi allo sviluppo della telefonia, degli ascensori elettrici sino all'automazione dei servizi interni degli edifici, cioè quella che oggi viene intesa come *building automation*. Ma questa è storia recente.
Oggi infatti quando si parla di impianti tecnici a servizio degli edifici, siano essi scuole, ospedali, alberghi e anche industriali, si parla in generale di impianti di climatizzazione, idrico-sanitari, elettrici, di sicurezza, telefonici e quant'altro.
Una cosa interessante da notare è che, qualunque impianto tecnico che preveda anche un seppur minimo dispendio di risorse, è da considerarsi alla stregua di un **sistema energetico**[1].

2.3 Sistemi energetici

In generale dunque un impianto, così come ogni macchina, può essere schematizzato infatti come una *black box*[2] in cui entra energia sotto una certa forma (calore, lavoro, combustibile,…) ed esce energia idonea a essere utilizzata per gli usi finali a cui l'impianto o la macchina sono preposti. Anche un edificio può essere schematizzato come un sistema energetico poiché soggetto a flussi di calore in entrata (quelli per esempio forniti dall'impianto di riscaldamento, dagli apporti interni e dagli apporti solari) e flussi di calore in uscita (quelli dovuti per esempio alle dispersioni termiche).
Dal punto di vista generale quindi un sistema energetico può essere più o meno complesso: potrebbe infatti comprendere l'intero sistema energetico mondiale, il singolo

---

[1] Un impianto di smaltimento dell'acqua piovana per esempio ha certo necessitato di risorse per la sua costruzione (ore di mano d'opera, materiali,…), ma non è da considerarsi un sistema energetico poiché per funzionare non ha bisogno di essere alimentato energeticamente.

[2] Spesso gli ingegneri parlano di *black box* quando vogliano indicare una "roba" (sistema, macchina, impianto,…) di cui, almeno in prima battuta, non interessa sapere cosa c'è dentro.

impianto o addirittura il singolo elettrodomestico (dove in un solo apparecchio si va dalla risorsa energetica (in quel caso disponibile), all'uso finale e l'ottenimento dell'affetto utile.
Nella sostanza un sistema energetico utilizza delle risorse energetiche per produrre, attraverso un flusso di energia, un effetto utile che può essere di tipo termico, elettrico, meccanico, elettrico o elettronico.
Compito del sistema energetico è dunque quello di utilizzare l'energia di partenza al suo ingresso (risorsa energetica) facendola fluire (flusso di energia) e trasformandola, attraverso idonee tecnologie, nella forma avente le caratteristiche adatte alla realizzazione dell'effetto utile desiderato.

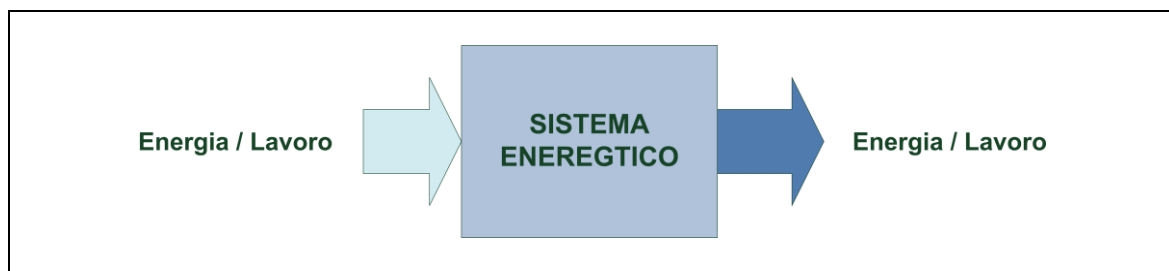



Figura 5 - Sistema energetico ideali

Questi processi sono isolati dal mondo? No, tutti i sistemi energetici reali, cioè quelli con cui dobbiamo fare veramente i conti, dal frullatore di casa nostra alla centrale termoelettrica, comportano sempre una continua interazione con l'ambiente naturale che si concretizza con perdite energetiche, inquinamento e produzione di rifiuti.

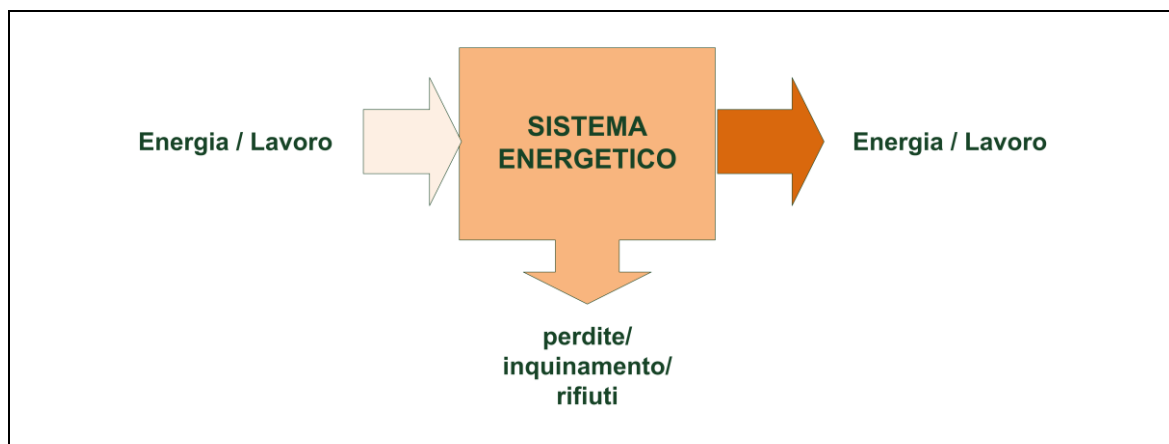



Figura 6 – Sistema energetico reale

Un sistema energetico reale è nel complesso costituito dall'insieme delle risorse energetiche primarie e da tutti i processi, conversione, trasporto e stoccaggio energetico,

nonché dagli usi finali dell'energia, dai rifiuti prodotti e dalle interazioni con l'ambiente generate in tutti le fasi e i processi citati.

Le **fonti primarie di energia** sono quelle direttamente disponibili in natura. Queste possono essere divise in due grandi famiglie: risorse non rinnovabili e risorse rinnovabili.

Le *risorse non rinnovabili* sono quelle si riformano nell'arco di ere geologiche e vanno per questo inevitabilmente verso l'esaurimento considerato il ritmo con cui sono consumate. Sono costituite più che altro da petrolio, carbone e gas naturale. Anche l'uranio, utilizzato come "combustibile[3]" nelle centrali nucleari, è di origine fossile.

Le *risorse rinnovabili* invece sono quelle che per definizione si riformano almeno nello stesso tempo in cui vengono consumate. Esse sono essenzialmente rappresentate dall'energia solare attraverso l'irraggiamento diretto, dall'energia del vento, dall'energia insita nel corso di un fiume, dall'energia del mare (moto ondoso e maree) e dai biocombustibili derivati dalle biomasse (legna, colture energetiche, rifiuti biologici) cioè sostanze organiche, vegetali o animali, in forma non fossile. Tra le risorse rinnovabili si annovera anche la geotermia ovvero l'energia termica presente nel sottosuolo e che la terra possiede naturalmente e ovunque. La particolarità dell'energia geotermica consiste nel fatto che, tra le energie rinnovabili, è l'unica che non è legata al sole. Il vento dipende dal sole, il ciclo dell'acqua dipende dal sole, così come il moto ondoso e la crescita delle piante. Tutte le energie da esse derivate dipendono dall'attività solare. Tutte, tranne l'energia geotermica.

I **processi di conversione** sono quelli in cui si passa da una forma di energia a un'altra. Per farti afferrare il concetto pensa ai motori elettrici dove l'energia elettrica in essi entrante viene convertita in energia meccanica disponibile all'asse di rotazione. Il ventilatore di casa tua funziona così: tu lo alimenti con la corrente elettrica e questa, dal motore elettrico, viene convertita nel moto rotatorio delle pale. Ganzo no?

---

[3] Il termine combustibile riferito all'uranio l'ho messo tra virgolette perché in realtà tale minerale, nei processi che avvengono all'interno di un reattore nucleare atto alla produzione di elettricità, non partecipa a nessuna combustione, cioè non viene bruciato, ma scisso, cioè diviso attraverso il procedimento che si chiama proprio *scissione nucleare*. Ma di questo parleremo un'altra volta.

Tabella 3 - Processi e tecnologie di conversione dell'energia

Conversione		Processo	Tecnologia
Da	A		
Chimica	Elettrica	Reazione elettrochimica	Cella a Combustibile / Batteria
Chimica	Termica	Combustione	Caldaia/bruciatore
Termica	Chimica	Termolisi	Reattore
Termica	Meccanica	Espansione	Turbina / stantuffo
Meccanica	Termica	Compressione	Compressore
Meccanica	Elettrica	Flusso magnetico / induzione	Generatore elettrico
Elettrica	Chimica	Reazione elettrochimica	Batteria / Accumulatore
Elettrica	Meccanica	Flusso magnetico / induzione	Motore elettrico
Elettrica	Termica	Effetto Joule	Resistenza elettrica
Nucleare	Termica	Reazione nucleare	Reattore

A essere precisi esistono anche i *processi di trasformazione* nei quali forma di energia rimane la stessa ma assume diverse caratteristiche. Un esempio di trasformazione energetica è attuata con gli scambiatori di calore: un flusso energetico entra (calore) e un flusso esce (sempre calore), ma nel passaggio attraverso lo scambiatore ha variato alcune caratteristiche, per esempio la temperatura.

Tabella 4 - Processi e tecnologie di trasformazione dell'energia

Forma di energia	Caratteristiche modificate	Tecnologia
Elettrica	Tensione	Trasformatore
	Frequenza	Inverter / raddrizzatore
Chimica	Composizione chimica	Raffinazione, reforming, ossidazione parziale
Meccanica	Velocità di rotazione	Riduttore
	Tipo di moto	Manovellismi
	Tipo di moto e trasferimento di energia da un mezzo all'altro	Pompe meccaniche e turbine idrauliche ed eoliche
Termica	Fluido termovettore e temperatura e del flusso di calore	Scambiatore di calore

Inoltre, poiché le fonti di energia sono di norma disponibili in luoghi diversi dall'utenza si pone il problema del **trasporto energetico** abbinato a quello dello **stoccaggio energetico**, derivante questo dalla necessità di soddisfare in ogni istante la domanda (variabile) di energia.

Un mezzo che consente di trasportare e/o stoccare l'energia si definisce *vettore energetico*.

I vettori energetici consentono di veicolare nello spazio e nel tempo una determinata quantità di energia, permettendo così di rendere disponibile il suo utilizzo, a distanza temporale e spaziale rispetto al punto di disponibilità della fonte.

I vettori energetici sono diversi, con diverse caratteristiche e diversa natura. Quasi tutti consentono sia il trasporto sia lo stoccaggio energetico. Particolare è il caso dell'energia elettrica che consente solo il trasporto e la distribuzione ma non lo stoccaggio.

CAPITOLO 3 – IMPIANTI DI RISCALDAMENTO E CONDIZIONAMENTO

3.1 Concetti introduttivi

Il bello degli impianti di riscaldamento (e condizionamento) e che li puoi pensare come costituiti da tre parti principali: una parte dedicata alla produzione[4] dell'energia termica, una parte dedicata alla distribuzione del calore e una parte infine dedita all'emissione di questo calore negli ambienti. Ti pare strano sentir parlare di calore per gli impianti di condizionamento che invece dovrebbero raffreddare? Beh in effetti si, può sembrare strano al punto che spesso si parla di *energia frigorifera* (che esiste formalmente ma non fisicamente) anziché di energia termica. Quando si raffredda un ambiente infatti, fosse quello delimitato dalle pareti di un appartamento a quello interno a un congelatore per alimenti, non si "immette freddo" ma si "estrae calore". La cosa potrebbe sembrare ovvia o banale ma non è così. In ogni caso tu vedila in questo modo: un flusso di calore che può essere positivo o negativo, che può andare in un senso o nell'altro, che può essere immesso in un ambiente o espulso da questo.

3.2 Componenti per la produzione di calore

3.2.1 Gruppi termici

GENERALITÀ

Le caldaie, dette anche generatori di calore, sono macchine termiche in cui, attraverso un processo di combustione, si converte l'energia chimica di un combustibile in energia termica che poi viene trasferita a un vettore energetico (quasi sempre acqua). L'acqua calda viene fatta circolare nell'impianto e l'energia termica che essa porta con sè viene immessa nell'ambiente da riscaldare attraverso dei terminali (come i radiatori).
Le caldaie sono essenzialmente costituite da tre elementi principali: il *bruciatore*, cioè l'elemento che garantisce la combustione vera e propria attraverso lo sviluppo della fiamma, il *corpo caldaia*, costituito a sua volta dalla *camera di combustione* dove la fiamma

---

[4] Ecco vedi, avendo scritto "produzione" sono stato impreciso: avrei dovuto scrivere "conversione". Se non ti è chiaro rileggi le ultime due pagine.

si espande e dall' *scambiatore di calore* attraverso il quale avviene la cessione del calore all'acqua dell'impianto e la *canna fumaria*, cioè l'elemento che garantisce la dispersione dei fumi della combustione.
Molto spesso la coppia bruciatore più corpo caldaia è anche chiamato *gruppo termico*.

Figura 7 - Vista interna di una caldaia

Per la combustione si può scrivere in generale:

Combustibile + Aria → Prodotti della combustione	5)

I **combustibili** più utilizzati nell'ambito degli impianti meccanici sono il metano, il gasolio e sempre di più i biocarburanti. Parametro caratteristico di un combustibile è il *potere calorifico* definito come la quantità di calore sviluppata durante la combustione di 1 kg dello stesso. Si misura in [kJ/kg]. Per i combustibili liquidi si usa definire il potere calorifico anche in kJ/litro e per quelli gassosi in kJ/m^3 o anche in kJ/Nm^3, dove la lettera "N" sta a indicare le condizioni "normali" di riferimento della pressione e della temperatura del gas, ovvero 1 bar e 0°C.
I *prodotti della combustione* sono tutti quei componenti che si trovano a destra della reazione di combustione. Tra essi, a parte il calore sviluppato che rappresenta il prodotto

della combustione più importante ai fini del riscaldamento, ciò che si ottiene è anidride carbonica (CO_2), monossido di carbonio (CO), biossido di zolfo (SO_2) e acqua (H_2O), tutti allo stato gassoso, tranne quest'ultima che può trovarsi anche allo stato liquido (condensa).

Quando l'acqua prodotta è allo stato di vapore si parla di *potere calorifico inferiore* del combustibile (p.c.i.), viceversa, se l'acqua viene fatta condensare, essa "restituisce" il suo calore latente di condensazione (pari a circa 2.500 kJ/kg di condensa). Questo calore si somma al potere calorifico inferiore dando luogo al *potere calorifico superiore* del combustibile (p.c.s.). Per esempio, il metano ha un p.c.i. di 35.800 kJ/Nm^3 e un p.c.s. di 39.700 kJ/Nm^3.

Altro dato molto importante per definire qualsiasi tipo di caldaia è il **rendimento**, parametro direttamente collegato al concetto di perdita.

Nel caso di una caldaia, mediante il combustibile, si introduce in essa una quantità di energia pari al potere calorifico superiore del combustibile stesso moltiplicato per la quantità immessa. Il calore prodotto dalla combustione però non viene utilizzato tutto per riscaldare l'acqua poiché, i prodotti della combustione prima definiti e comunemente chiamati anche *fumi*, vengono scaricati al camino a una temperatura superiore rispetto a quella che avevano quando, sotto forma di miscela (combustibile+aria), erano stati inizialmente introdotti in caldaia.

Durante la combustione però il calore prodotto riscalda anche, in maniera indesiderata, anche i prodotti della combustione, i quali espulsi all'esterno, "trascinano" con sé una certa quantità di energia da considerarsi persa in quanto non utilizzata ai fini del riscaldamento dell'acqua. Per sincerarsi di ciò basti pensare che anche una piccola caldaia a gas tradizionale, sebbene ad alto rendimento, scarica i fumi a una temperatura di circa 140°C÷150°C, mentre una moderna caldaia a gas del tipo a condensazione rilascia gli stessi a una temperatura compresa fra i 40°C e gli 80°C.

Si può dimostrare che nel primo caso le perdite al camino possono arrivare anche all'8% rispetto al p.c.i. del combustibile, mentre nel secondo caso, le perdite sono circa del 5% calcolate sul p.c.s.

Altra fonte di perdita è data dal corpo caldaia e la mantellatura (cioè il suo involucro esterno), il quale essendo il più delle volte a una temperatura di circa 70°C÷80°C, consente la "fuoriuscita" di circa l'1%÷2% del calore sviluppato nella combustione.

Possiamo a questo punto definire il rendimento di caldaia dopo aver ricordato alcune definizioni:

- *Energia immessa in caldaia* = potere calorifico del combustibile moltiplicato per la quantità di combustibile immesso;
- *Energia perduta* = somma di tutte le energie disperse (al camino, attraverso il corpo caldaia e la mantellatura);
- *Energia utile* = Energia trasmessa all'acqua = Energia immessa –Energia perduta.

Il rendimento è il rapporto tra l'energia utilizzata (energia utile) e l'energia immessa nella macchina. Si ha quindi:

$$\eta = \frac{\text{Energia utilizzata}}{\text{Energia immessa}} = \frac{\text{Energia immessa - Energia perduta}}{\text{Energia immessa}} < 1 \qquad 6)$$

Particolarmente apprezzate negli ultimi anni sono state le **caldaie a condensazione**, ovvero le caldaie più moderne ed ecologiche oggi esistenti. Queste caldaie infatti riescono raggiungere rendimenti molto elevati grazie al recupero del calore latente di condensazione del vapore acqueo contenuto nei fumi, così come notevoli riduzioni di inquinanti.
In una caldaia così detta "tradizionale" cioè non a condensazione, tutto il vapore acqueo generato dal processo di combustione (circa 1,6 kg per m^3 di gas bruciato) viene disperso in atmosfera attraverso il camino. La quantità di calore in esso contenuta, definita *calore latente di vaporizzazione*, rappresenta ben l'11% di tutta l'energia liberata dalla combustione. In una caldaia tradizionale questa energia non può essere recuperata (fissa nel cervello la seguente eguaglianza: *energia persa = soldi persi*).
Le caldaie a condensazione invece, a differenza delle caldaie tradizionali, possono recuperare una gran parte del calore latente di vaporizzazione contenuto nei fumi espulsi attraverso il camino. La loro particolare tecnologia gli consente infatti di raffreddare tali fumi fino a farli condensare cioè farli passare dallo stato gassoso a quello liquido. La temperatura degli stessi in uscita si abbassa così anche fino a 40°C, ben inferiore quindi ai 140÷160°C dei generatori ad alto rendimento e ai 200÷250°C dei generatori di tipo tradizionale.
Nelle brochure tecniche dei differenti produttori di caldaie a condensazione ti potrà capitare di leggere che esse raggiungono rendimenti superiori al 100% cioè valori fisicamente impossibili (vedi la figura seguente). Non ti preoccupare, nessuno dei tipografi che ha stampato le brochure era sotto l'effetto di stupefacenti: è solo che conseguono da

un calcolo del rendimento volutamente "sbagliato". Esso infatti è riferito al potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato anziché al suo potere calorifico superiore come invece si dovrebbe fare per ottenere dei valori omogenei e quindi confrontabili con i rendimenti delle caldaie tradizionali.

Tabella 5 - Contenuto energetico di alcuni combustibili

	p.c.i.	*p.c.s.*	*Rapporto p.c.s./p.c.i.*	*Differenza p.c.s.- p.c.i.*	*Condensa (teorica)*
	*[kcal/m³]***	*[kcal/m³]***		*[kcal/m³]***	*[kg/m³]***
Metano	8.600	9.550	1,11 (11%)	950	1,63
Propano*	22.190	24.100	1,09 (9%)	1.910	3.37
Butano*	29.550	31.990	1,08 (8%)	2.440	4,29
Gasolio	10.100	10.600	1,06 (6%)	500	0,88

(*in commercio si trova GPL miscela di Propano e Butano in percentuale 30 e 70, ** per il gasolio in kcal/kg)

Se si considera per esempio il metano e si esegue un'analisi energetica dei rendimenti tra una caldaia tradizionale e una a condensazione si ottiene quanto segue:

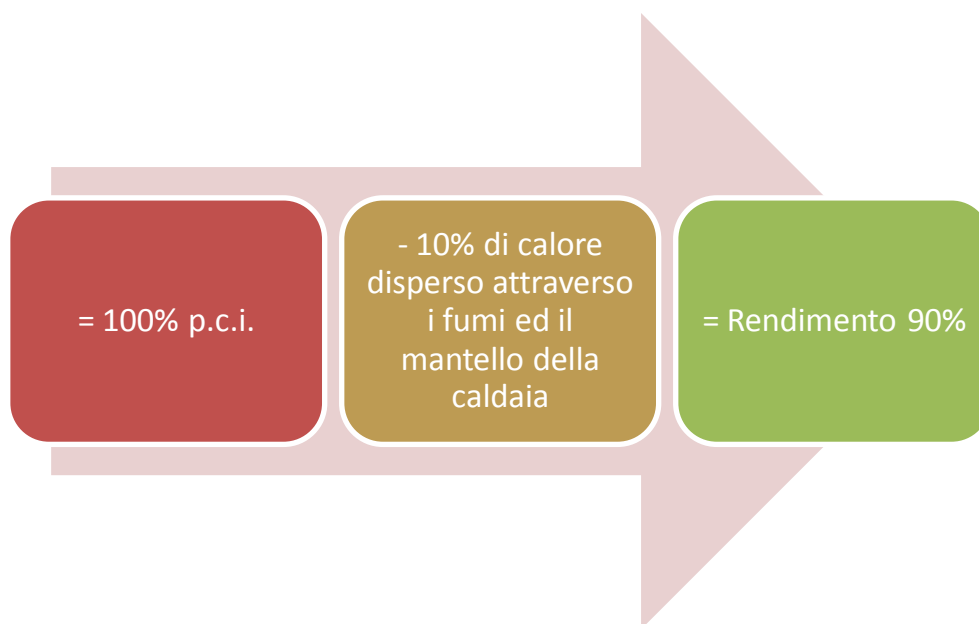



Figura 8 - Rendimento di una caldaia tradizionale alimentata a metano

100% p.c.i.

(111% p.c.s.)

+11% di calore latente di cui 8% recuperato e 3% non recuperato

-3% di calore disperso attraverso i fumi e il mantello della caldaia

=Rendimento 105% (rispetto al p.c.i.)

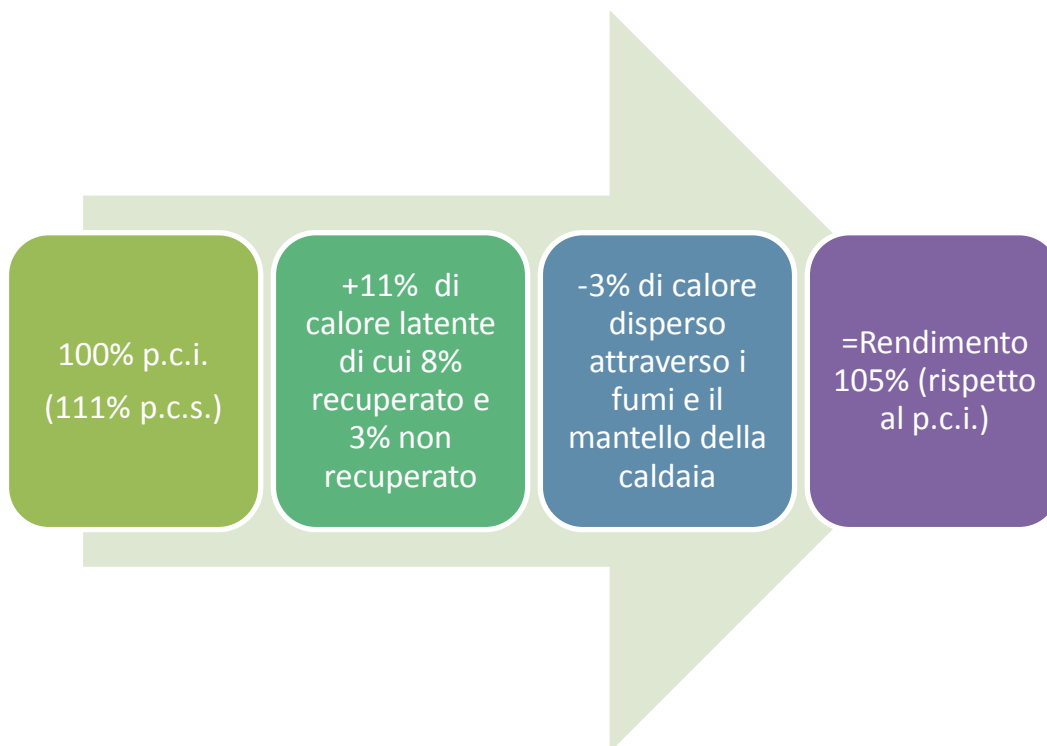



Figura 9 – Rendimento di una caldaia a condensazione alimentata a metano

Viste le basse temperature dei fumi, le caldaie a condensazione utilizzano canne fumarie in acciaio inox o in plastica. Esse necessitano anche di un tubo per lo scarico dell'acqua di condensa acida che si forma durante il loro funzionamento.

Le caldaie si possono classificare in molto modi diversi ma le macro categorie principali sono tre. Si possono infatti distinguere in base al tipo di installazione (murali o a basamento), in base al tipo di combustibile che utilizzano (gas, gasolio o biocombustibili) e in base al materiale del corpo caldaia (ghisa e acciaio).

CENTRALI TERMICHE

Le **centrali termiche** sono quei luoghi deputati a ospitare tutte quelle apparecchiature e componenti che servono a produrre e distribuire energia termica all'edificio cui la centrale è dedicata. Il cuore della centrale termica è ovviamente la caldaia.

In base al tipo di combustibile che alimenta la caldaia si distinguono centrali a gas e centrali a gasolio anche se in realtà si stanno molto diffondendo le caldaie che utilizzano biocombustibile, principalmente cippato di legno, pellets e biodiesel.

Figura 10 - Esempio di centrale termica a gas

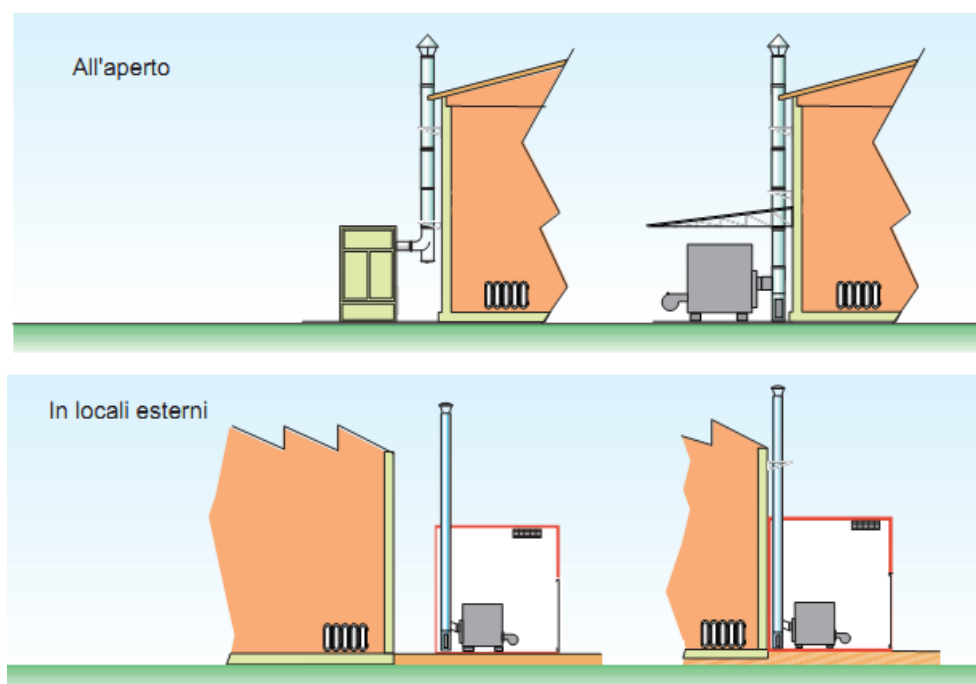
Questa classificazione è fondamentale perché in base a essa cambiano le normative da rispettare soprattutto quelle che riguardano la prevenzione incendi. Sono queste infatti che determinano le caratteristiche costruttive delle centrali stesse influendo in maniera molto pesante sulla loro collocazione nell'edificio.

Per esempio le caldaie alimentate a gas il Decreto Ministeriale 12 Aprile 1996 "*Approvazione della regola tecnica di prevenzione incendi per la progettazione, la costruzione e l'esercizio degli impianti termici alimentati da combustibili gassosi*", si applica

agli impianti termici di portata termica[5] complessiva maggiore di 35 kW (30.000 kcal/h). A questo punto ti è venuto il dubbio che la cucina dove c'è installata la tua caldaietta murale sia anche una centrale termica? No tranquillo, le "classiche" caldaie da appartamento hanno in genere una potenza che non supera i 24 kW e quindi non rientrano nel campo di applicazione del Decreto. È invece una centrale termica quella del tuo condominio se avete l'impianto centralizzato.

Per le centrali termiche a gas (che sono le più "rognose" perché ammettano il rischio di esplosione), ti invito a dare una lettura a questa linea guida molto ben fatta[6] e solo a titolo di esempio te ne do un assaggino.

Per esempio le caldaie possono essere installate all'esterno, in locali esterni, in fabbricati anche destinati ad altro uso oppure inserite nella volumetria dell'edificio.

Se non sono installate direttamente all'esterno i locali che le ospitano devono possedere opportune aperture di areazione la cui superficie è funzione della portata termica e comunque non inferiore a 0,3 m^2. Dai una sbirciatina più avanti.

[5] La portata termica è sostanzialmente la potenza termica sviluppata dalla combustione. Per definizione nel suo valore non si considerano le perdite prima accennate.

[6] Per un maggiori dettagli leggiti questo pdf che ben schematizza le richieste del Decreto: http://www.assotermica.it/files/guida_DM_12_aprile_1996.pdf

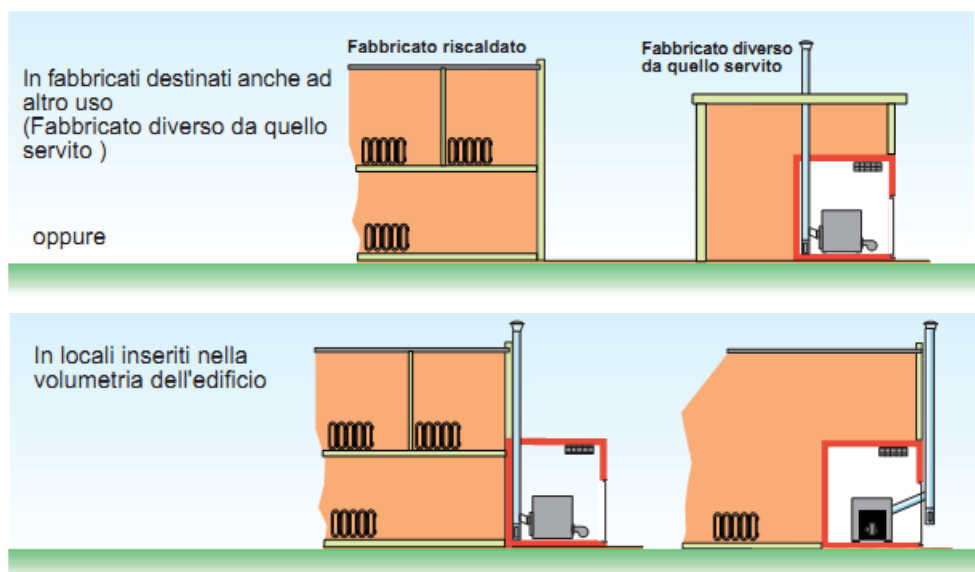



Figura 11 – Luoghi di installazione degli apparecchi

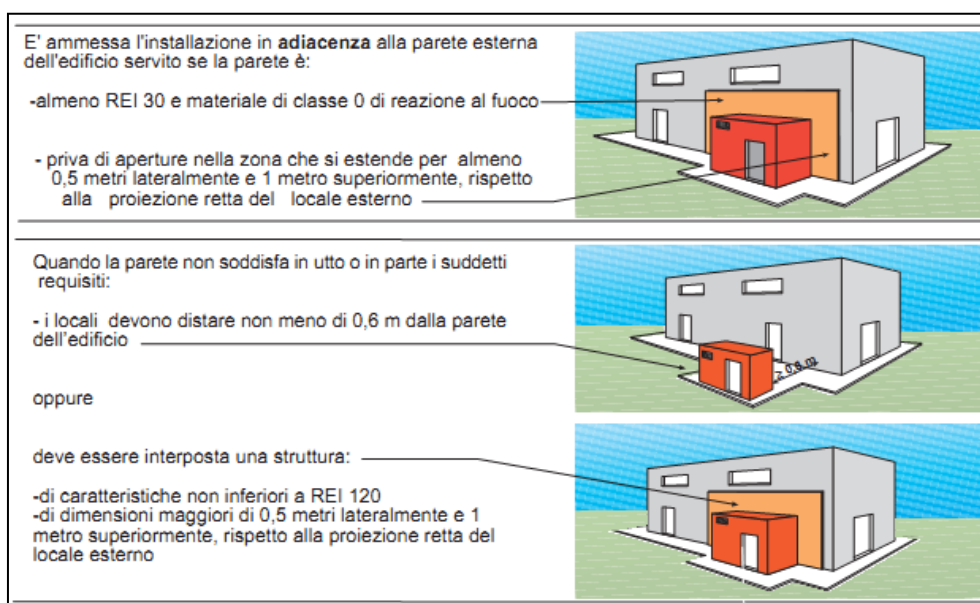
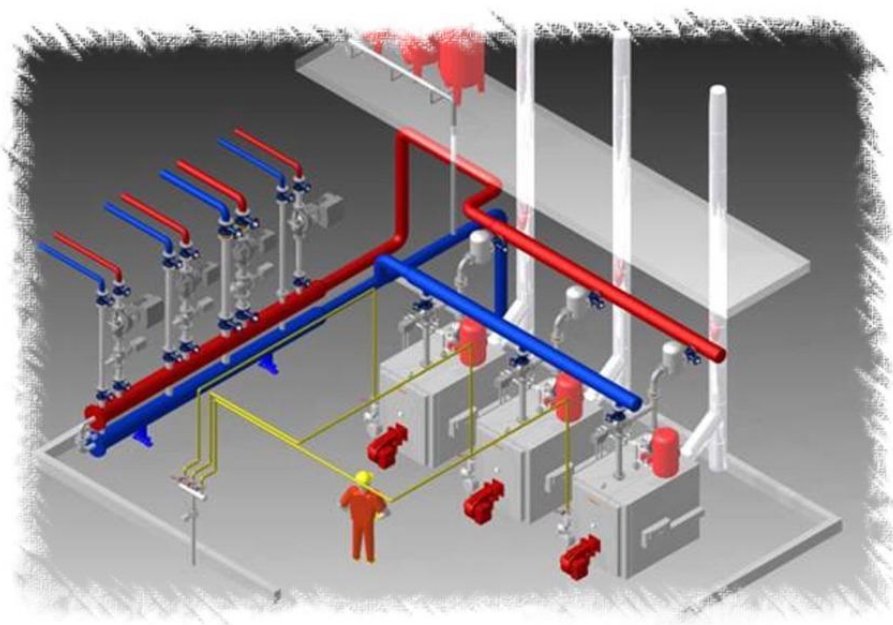



Figura 12 –Installazione in locali esterni

In ogni caso ciò che determina le caratteristiche costruttive di una centrale termica non solo le indicazioni di leggi e decreti (per altro imperative su tutto il resto), ma anche accorgimenti tecnici e il sempre gradito *buon senso*.

Spesse volte per esempio, al fine di rendere la centrale termica la più piccola possibile, le apparecchiature vengono installate talmente vicine che poi non è possibile neanche farci la manutenzione. Ricorda a tal proposito che sui cataloghi tecnici dei prodotti sono quasi

sempre riportate le indicazione dei così detti *spazi di rispetto,* cioè quelle distanze minime che devono essere lasciate accessibili intorno all'apparecchi installati.
Un altro esempio classico è costituito dalle aperture di accesso. Specialmente quando la centrale termica è da realizzare, il portarci dentro le apparecchiature non è certo un problema: molto spesso le caldaie o gli accumuli per l'acqua calda sanitaria (bollitori) vengono posizionati quando ancora manca da fare una parete o è da fare il tetto. Cosa succede poi? Succede che ci si dimentica che la caldaia si potrebbe rompere o il bollitore sfondare. E come si fa a tirar fuori delle "bestie" del genere da porte di 80 cm? Te lo dico io: non si fa.
Realizzare un locale tecnico rispettoso delle regole ma anche "confortevole" da un punto di vista manutentivo è senz'altro un punto importante per ritenere una progettazione ben fatta.

3.2.2 Macchine frigorifere

Nell'ambito degli impianti meccanici quando si parla di macchine frigorifere ci si riferisce sostanzialmente ai refrigeratori di aria o d'acqua (*chiller* in inglese) e alle pompe di calore (*heat pump*). Anche se le prime producono solo energia frigorifera e le seconde anche energia termica, il loro funzionamento è sostanzialmente equivalente ed è per questo che più avanti ti parlerò più che altro di pompe di calore sotto intendendo però anche i refrigeratori.

GENERALITÀ

Le **pompe di calore** sono macchine in grado di trasferire energia termica da un corpo a temperatura più bassa a un corpo a temperatura più alta. Il processo che avviene in una pompa di calore è quindi inverso rispetto a quello che avviene spontaneamente in natura ed è reso possibile grazie all'utilizzo di energia elettrica che permette di "pompare il calore".

Concettualmente infatti la pompa di calore può essere paragonata a una pompa idraulica posta tra due bacini a quote diverse collegati tra loro: l'acqua scorre naturalmente dal bacino più alto a quello più basso e tramite un sistema di pompaggio è possibile riportare l'acqua dal bacino più basso a quello più alto.

Il mezzo esterno da cui la pompa di calore estrae l'energia termica è detto *sorgente fredda*.

Il fluido a cui viene ceduto il calore estratto è detto *pozzo caldo.*

Le principali sorgenti fredde sono l'aria esterna, l'acqua di falda, di fiume o di lago quando essa sia presente in prossimità dei locali da riscaldare e comunque a ridotta profondità. Altre sorgenti possono essere costituite da acqua accumulata in appositi serbatoi e riscaldata dalla radiazione solare oppure dal terreno nel quale vengono inserite le tubazioni relative all'evaporatore.

I principali pozzi caldi sono essenzialmente costituiti da aria od acqua.

A seconda dei diversi tipi di sorgente fredda o pozzo caldo si individuano le seguenti tipologie di macchine:

- *Pompe di calore aria-aria*: macchine che estraggono calore dall'aria esterna e lo cedono all'aria immessa in ambiente;
- *Pompe di calore aria-acqua*: macchine che estraggono calore dall'aria esterna e lo cedono all'acqua dell'impianto di riscaldamento;
- *Pompe di calore acqua-acqua*: macchine che estraggono calore dall'acqua di falda, di fiume o di lago e lo cedono all'acqua dell'impianto di riscaldamento;
- *Pompe di calore terreno-acqua*: macchine che estraggono calore dal terreno e lo cedono all'acqua dell'impianto di riscaldamento;

L'aria esterna è disponibile ovunque e quindi essa risulta la sorgente fredda maggiormente utilizzata. É per tale motivo che le pompe di calore aria-aria e aria-acqua sono quelle più diffuse.

L'acqua, come sorgente fredda, garantisce ottime prestazioni della pompa di calore risentendo meno delle condizioni climatiche esterne rispetto all'aria, ma il suo utilizzo può richiedere un costo addizionale dovuto alla maggiore complessità impiantistica.

Il terreno invece, data la sua elevata inerzia termica mantiene, mantiene una temperatura media pressoché costante durante tutto l'anno. In generale la variazione giornaliera di temperatura si riduce di dieci volte entro pochi centimetri di profondità, mentre la variazione stagionale si riduce dello stesso fattore dopo alcuni metri. In ogni caso, nel terreno indisturbato, la temperatura oscilla rispetto a un valore medio che è praticamente pari alla temperatura media annuale della località in esame. La seguente figura presenta il gradiente termico verticale del terreno a diverse profondità in quattro mesi differenti.

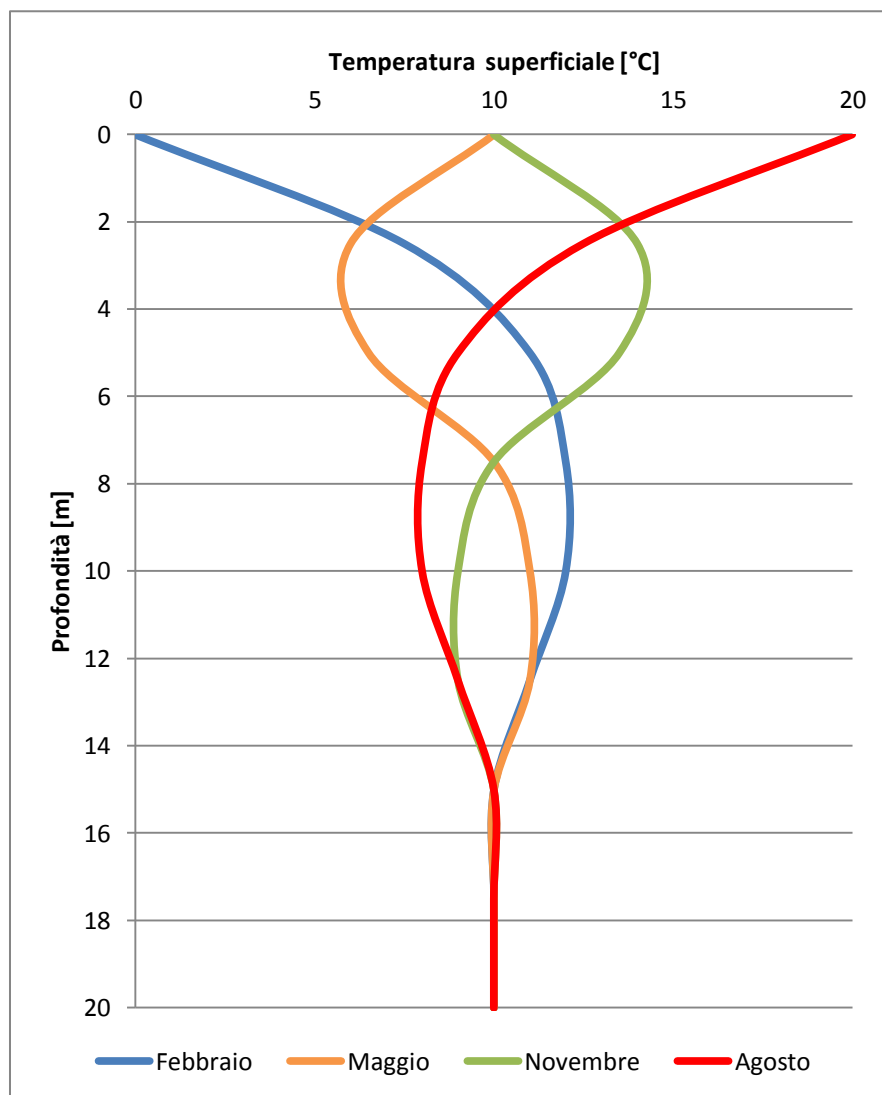



Figura 13 - Gradiente termico verticale del terreno

In base alla potenza delle macchine frigorifere ti potrai trovare davanti a dei piccoli condizionatori o a macchine imponenti: questo vale in generale ma più che altro per le macchine condensate ad aria, nelle quali, la taglia dei ventilatori è proporzionale alla potenza frigorifera stessa.

Nelle immagini seguenti ti propongo alcune soluzioni costruttive.

Figura 14 – Due macchine condensate ad aria: una piccola da appartamento e una di media taglia

Figura 15 - Una macchina condensata ad aria di grande potenza

Figura 16 - Una macchina frigorifera condensata ad acqua di grande taglia

Il principio di funzionamento di una pompa di calore si basa sul ciclo termodinamico chiamato *ciclo frigorifero inverso,* analogo a quello che caratterizza un comune frigorifero.

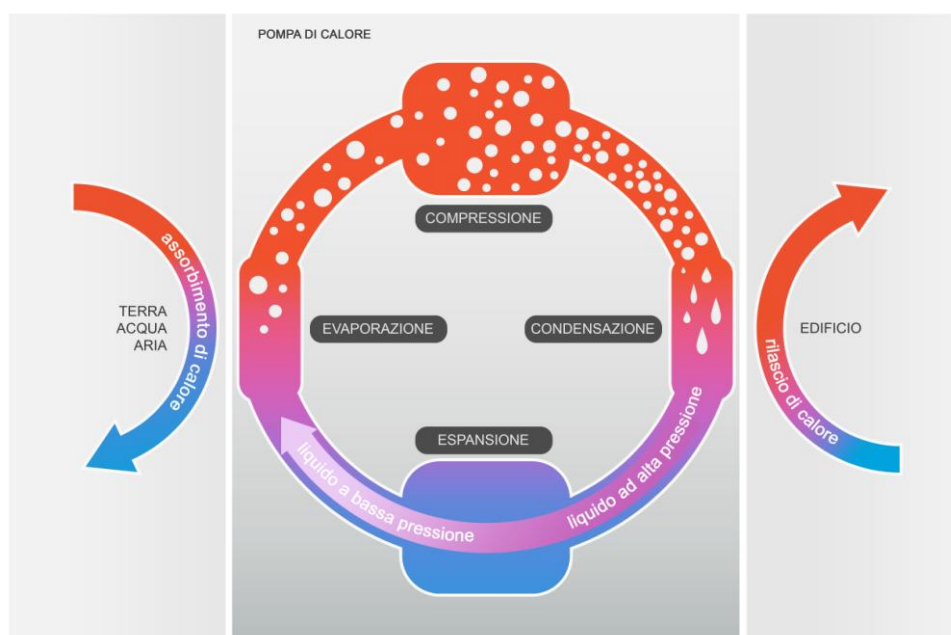



Figura 17 - Schema del ciclo di una pompa di calore

A livello impiantistico la pompa di calore è costituita da un circuito chiuso percorso al suo interno da un fluido frigorigeno (perlopiù Freon) che, a seconda delle condizioni di temperatura e di pressione in cui si trova, assume lo stato di liquido o di vapore. Il circuito chiuso è essenzialmente costituito da un compressore, un condensatore, un evaporatore e da una valvola di espansione oppure un capillare.
Il condensatore e l'evaporatore sono scambiatori di calore cioè tubi che sono esternamente a contatto col fluido vettore (acqua o aria) e internamente percorsi dal fluido frigorigeno. Il sistema è realizzato in modo tale che il fluido frigorigeno ceda calore a quello vettore nel condensatore e glielo sottragga nell'evaporatore.
I componenti del circuito possono essere raggruppati in un unico blocco oppure divisi in due parti raccordate dai tubi nei quali circola il fluido frigorigeno (sistemi *split*).
Durante il funzionamento tale fluido subisce, all'interno del circuito, le seguenti trasformazioni:

- *Compressione*: il fluido frigorigeno proveniente dall'evaporatore allo stato gassoso ed a bassa pressione viene portato ad alta pressione. Nella compressione il fluido si riscalda assorbendo una certa quantità di calore;
- *Condensazione*: il fluido frigorigeno, proveniente dal compressore, passa dallo stato gassoso a quello liquido, cedendo calore all'esterno;
- *Espansione*: passando attraverso la valvola di espansione, il fluido frigorigeno liquido espandendosi si trasforma parzialmente in vapore e si raffredda;
- *Evaporazione*: il fluido frigorigeno assorbe calore dall'esterno ed evapora completamente;

Se si prende in considerazione il diagramma di Mollier per i fluidi frigorigeni, tipicamente appartenenti alla famiglia dei Freon, si può osservare le trasformazioni che il fluido stesso subisce. vari sono i Freon utilizzati nei circuiti frigoriferi ma, a livello qualitativo, le loro curve si assomigliano. Nella figura seguente è riportata quella del Freon R22.

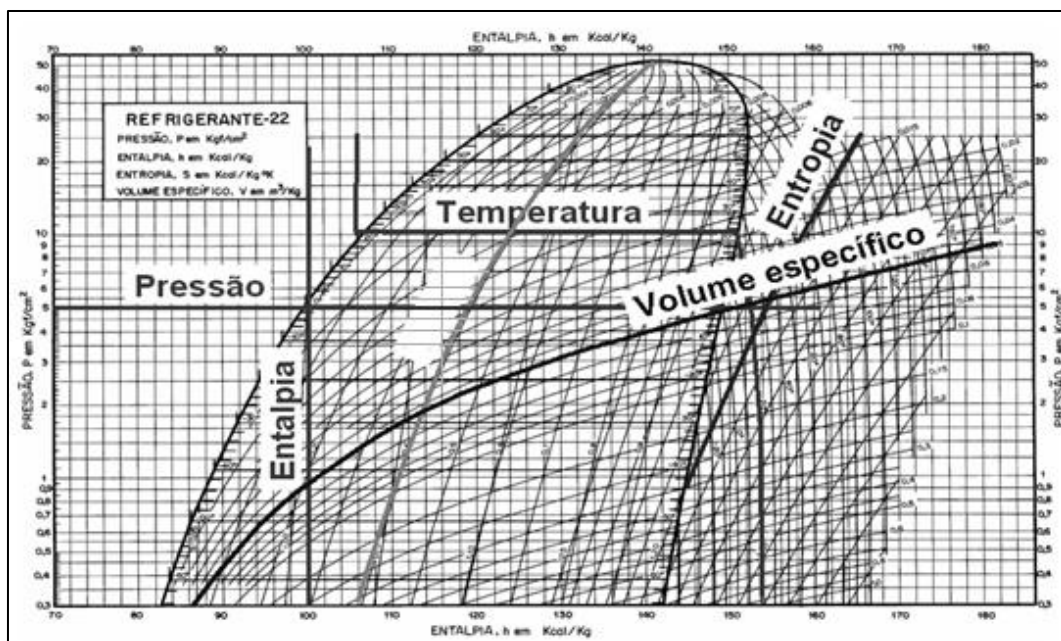



Figura 18 - Diagramma di Mollier per il Freon R22

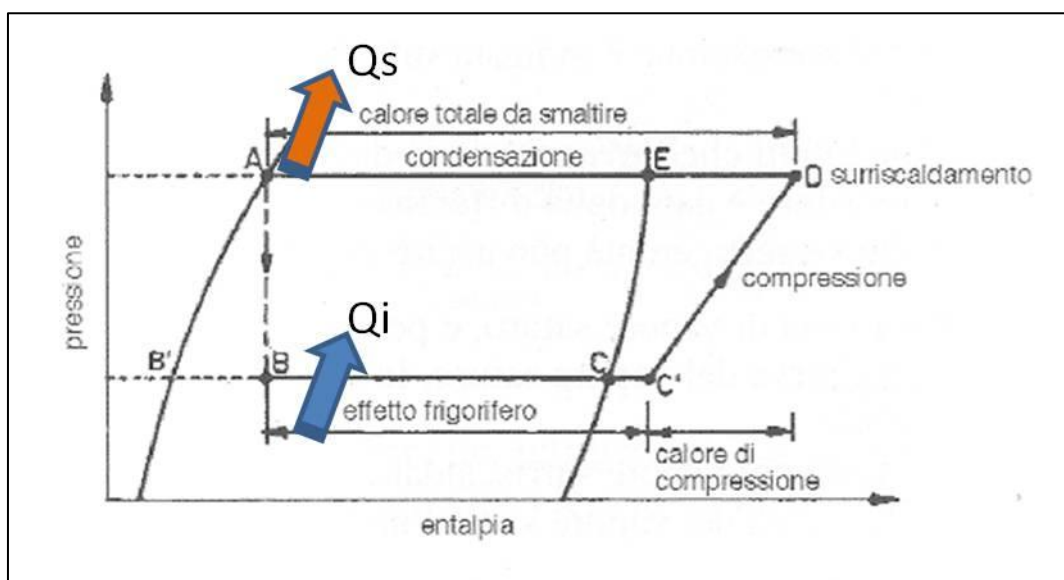



Figura 19 - Ciclo frigorifero sul diagramma pressione-entalpia

L'insieme di queste trasformazioni costituisce il ciclo di funzionamento della pompa di calore rappresentato anche sopra nel diagramma pressione-entaplia (*p*-*h*): fornendo energia elettrica al compressore il fluido frigorigeno circola all'interno dell'evaporatore, assorbe calore dalla sorgente fredda e tramite il condensatore, lo cede al pozzo caldo.

Il vantaggio nell'uso di una pompa di calore deriva dalla sua capacità di fornire più energia termica di quella elettrica impiegata per il suo funzionamento.

L'efficienza di una pompa di calore è espressa dal coefficiente di prestazione C.O.P. (*Coefficient Of Performance)* che misura il rapporto tra energia termica fornita al mezzo da riscaldare e l'energia elettrica consumata. Da notare che spesso nei cataloghi delle aziende produttrici di pompe di calore con l'acronimo C.O.P. viene indicata l'efficienza in riscaldamento e con E.E.R. (*Energy Efficiency Ratio*) quella in raffreddamento.
A livello analitico il rendimento di una macchina frigorifera è dato dal rapporto dal calore estratto dall'ambiente (Q_i, per i frigoriferi) oppure immesso in ambiente (Q_s per le pompe di calore) diviso il lavoro elettrico (L_e, cioè l'energia elettrica utilizzata per far funzionare la macchina stessa):

macchina frigorifera $\qquad EER = \dfrac{Q_i}{L_e} = \dfrac{h_{C'} - h_B}{h_D - h_{C'}}$	7)

pompa di calore $\qquad COP = \dfrac{Q_e}{L_e} = \dfrac{h_D - h_A}{h_D - h_{C'}}$	8)

Un valore del C.O.P. pari a 3 significa che per 1 kWh di energia elettrica consumato, la pompa di calore renderà 3 kWh d'energia termica all'ambiente da riscaldare (pozzo caldo), di cui uno di questi fornito dall'energia elettrica utilizzata mentre gli altri due prelevati dall'ambiente esterno (sorgente fredda).
Il C.O.P. di una pompa di calore dipende da diversi fattori quali la tipologia di macchina utilizzata, dalle condizioni climatiche del luogo di installazione; dalle modalità di funzionamento dell'impianto. Il C.O.P. risulta in ogni caso tanto maggiore quanto più piccola è la differenza di temperatura tra la sorgente fredda (T_i) e il pozzo caldo (T_s).
Ricorda infatti che i rendimenti massimi teorici delle macchie frigorifere valgono rispettivamente:

macchina frigorifera $\qquad EER_{max} = \dfrac{1}{T_s/T_i - 1}$	9)

pompa di calore $\qquad COP_{max} = \dfrac{1}{1 - T_i/T_s}$	10)

I C.O.P. che vengono riportati nei dati tecnici delle pompe di calore fanno riferimento all'energia elettrica assorbita e in genere includono il consumo dei ventilatori (se presenti) e l'energia elettrica necessaria al pompaggio dei fluidi attraverso gli scambiatori di calore.

Se i valori dei rendimenti riportati nei cataloghi delle aziende produttrici sono maggiori di quelli massimi ideali che ti ho mostrato in precedenza c'è qualcosa che non torna. Occhio!

CENTRALI FRIGORIFERE

Contrariamente alle centrali termiche, le centrali frigorifere sono un po' più semplici da costruire se non altro perché hanno meno vincoli da un punto di vista normativo per la prevenzione incendi. Ciò è abbastanza intuitivo se si pensa che, in esse, non si ha a che fare in modo sostanziale con fluidi infiammabile[7].
Quando si parla di centrali frigorifere ci si riferisce a un complesso tecnologico costituito da una o più macchine frigorifere (refrigeratori d'acqua o pompe di calore), le relative tubazioni, pompe idrauliche e altri accessori utili al funzionamento dell'impianto.
Un esempio di centrale frigorifera è riportato nell'immagine seguente.

[7] Il freon che circola nelle macchine frigorifere infatti non è infiammabile a temperatura ambiente e a pressione atmosferica, tuttavia lo può diventare se viene mischiato con aria pressurizzata ed esposto a forti sorgenti di ignizione.

Figura 20 - Esempio di centrale frigorifera

Come si può osservare dall'immagine non è necessario installare le apparecchiature all'interno di un locale apposito: ciò infatti non è espressamente richiesto anche se l'installazione in interni può comunque essere prevista.
Il luogo più spesso deputato alla posa in opera delle macchine è la copertura degli edifici. Questa soluzione, se da una parte consente di avere spazio disponibile a sufficienza per la realizzazione dell'opera dall'altra può comportare delle complicanze pratiche e problemi legati alla rumorosità.
Analizziamo il primo punto: possibili complicanze nell'installazione. Il portare macchine aventi un certo ingombro e un certo peso sulla copertura degli edifici talvolta può risultare un lavoro non da poco. Basti pensare che maggiore è l'altezza del fabbricato e maggiore deve essere lo "sbraccio" della gru che trasferisce la macchina in quota: il fatto che non sempre ci sia lo spazio disponibile alla manovra costituisce uno dei motivi di revisione del progetto. Di ciò è assolutamente necessario tenerne conto nella fase progettuale sia per agevolare la prima installazione ma anche un eventuale (e molto probabile) futuro smontaggio e smaltimento.

Figura 21 – Una macchina frigorifera viene installata in copertura

Il secondo punto come accennavo riguarda l'ambito acustico. Queste macchine infatti, hanno organi in movimento: almeno un compressore[8] e uno più ventilatori se la fase di condensazione è realizzata con aria.

Il valutare preventivamente quale sarà l'impatto acustico della macchina è molto importante non tanto ai fini del funzionamento della stessa quanto piuttosto per evitare contestazioni future. Varie sono le solo le soluzioni che si possono adottare anche se le più in uso sono quelle che prevedono pannelli fono assorbenti.

[8] Se non te lo ricordi rileggi qualche pagina indietro.

Figura 22 - Schermatura fono assorbente di una macchina frigorifera

Infine i famosi spazi di rispetto: quanto accennato prima per le centrali termiche vale allo stesso modo per quelle frigorifere. Lasciare tra le macchine, le tubazioni e gli altri apparecchi costituenti l'impianto il giusto spazio per consentirne l'installazione e la manutenzione è una prerogativa fondamentale per poter installare e gestire al meglio il sistema.

3.3 Componenti per la distribuzione

Le reti di distribuzione sono quell'insieme di tubazioni che consentono di far circolare il fluido termo-vettore (perlopiù acqua) all'interno dell'impianto di riscaldamento o condizionamento. L'acqua infatti viene fatta passare attraverso la caldaia, la pompa di calore o il gruppo frigorifero per poi essere inviata ai terminali di emissione (tipicamente radiatori, fan-coils, pannelli radianti, …).

3.3.1 Bilanciamento idraulico

Il problema dei problemi nei sistemi di distribuzione è quello che va sotto il nome di **bilanciamento**. Il bilanciamento consiste sostanzialmente di tre fasi:

- Si ipotizza una ΔT[9] uguale per ogni terminale (radiatori, fan-coils,…): di solito si assume un ΔT=10°C per radiatori e ventilconvettori (altro nome dei fan-coils) in fase di riscaldamento e un ΔT=5°C per i ventilconvettori in fase di raffreddamento;
- Fissato il ΔT risulta automaticamente determinata la portata che deve scorrere nel terminale (ricordati infatti l'espressione analitica della potenza vista nel primo capitolo;
- Si deve bilanciare la rete, cioè si deve fare in modo che, a ogni terminale, giunga la portata d'acqua calcolata. Ciò può essere realizzato dimensionando opportunamente i diametri delle tubazioni che compongono la rete di distribuzione oppure interponendo nella rete stessa della *valvole di taratura*.

3.3.2 Perdite di carico

Il calcolo delle perdite di carico può essere effettuato, quindi, solo dopo aver progettato l'intero circuito. Le perdite di carico si distinguono in **perdite di carico distribuite** (o continue) e **perdite di carico concentrate** (o localizzate).
In ogni caso, che siano continue o localizzate, le perdite di carico si misurano in kPa oppure in mm c.a. Vale la seguente formula di conversione:

- 1 mm C.A. ≈ 10 Pa;
- 1 m C.A. ≈ 10 kPa

Le **perdite di carico distribuite** (Δp_L) sono quelle dovute all'attrito tra l'acqua e le pareti interne dei tubi. Sono dette distribuite perché sono, appunto, distribuite lungo tutto il circuito.
Le perdite distribuite dipendono dal diametro del tubo, dalla rugosità della superficie interna del tubo, dalla densità (quindi dalla temperatura) dell'acqua e dal quadrato della velocità del fluido:

---

[9] Per ΔT si usa intendere la differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita del terminale. Talvolta la stessa differenza si trova scritta in modo esplicito: T_2-T_1 oppure T_u-T_i.

$$r = \rho \frac{f}{D} \frac{u^2}{2} \left[\frac{Pa}{m}\right]$$	11)

essendo:

- ρ è la densità dell'acqua alla temperatura media di esercizio [kg/m^3];
- D è il diametro interno del tubo [m];
- u è la velocità media dell'acqua [m/s].
- *f è il fattore di attrito* e tiene conto della rugosità della parete del tubo. Questo fattore può essere calcolato per iterazione con la relazione di *Colebrook*;

In tale formula, l'unico parametro difficile da determinare è il fattore di attrito *f*. Esso dipende sostanzialmente dalle dimensioni e dalla rugosità del condotto e dal modo in cui ivi vi scorre il fluido.
In particolare, per quanto riguarda il secondo punto, *f* varia in relazione al regime di moto del fluido. Tale regime può essere:

- *laminare,* quando le particelle del fluido percorrono traiettorie parallele fra loro;
- *turbolento*, quando le particelle del fluido si muovono in modo irregolare, seguendo traiettorie tortuose e complicate;
- *transitorio*, allorchè il flusso si presenta incerto e instabile: né chiaramente laminare, né chiaramente turbolento.

Questi diversi modi di scorrere del fluido sono quantitativamente individuabili attraverso il **numero di Reynolds** (Re), un valore adimensionale così definito:

$$R_e = \frac{uD}{\nu}$$	12)

dove:

- D = diametro interno del condotto [m]
- u = velocità media del flusso [m/s]
- ν = viscosità cinematica del fluido [m^2/s]

Con buona approssimazione, si può ritenere che lo stato di scorrimento di un fluido sia:

- laminare per Re minore di 2.000

- transitorio per Re compreso fra 2.000 e 2.500
- turbolento per Re maggiore di 2.500

Nella tecnica impiantistica si considera in genere per il calcolo delle perdite il solo moto turbolento. Il moto laminare infatti non viene preso in considerazione date le consuete velocità gioco, mentre quello transitorio, per le incertezze che lo caratterizzano, viene assimilato a quello turbolento.
Nel regime turbolento il fattore di attrito *f* dipende non solo dal numero di Reynolds (come nel caso del moto laminare), ma anche dalla configurazione geometrica del condotto e dallo stato della sua superficie interna (rugosità).
In un condotto circolare, tale dipendenza è esprimibile con la formula di Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}71} + \frac{2{,}51}{R_e\sqrt{f}}\right)$$	13)

dove, oltre alle grandezze già definite in precedenza, il fattore ε/D rappresenta la rugosità del condotto espressa in metri.
La **formula di Colebrook** non è però facilmente utilizzabile. In essa, infatti, il valore di *f* è espresso implicitamente, e quindi risulta determinabile solo con procedimenti di calcolo ad approssimazioni successive.
Nella pratica si ricorre a relazioni meno complesse, che in genere sono derivate dalla stessa formula di Colebrook, con semplificazioni ottenute limitando il suo campo di validità.
L'equazione di Colebrook è inoltre anche alla base del **diagramma di Moody**, che permette di trovare a sua volta il valore del coefficiente di attrito per via grafica in base ai valori del numero di Reynolds e della scabrezza relativa.

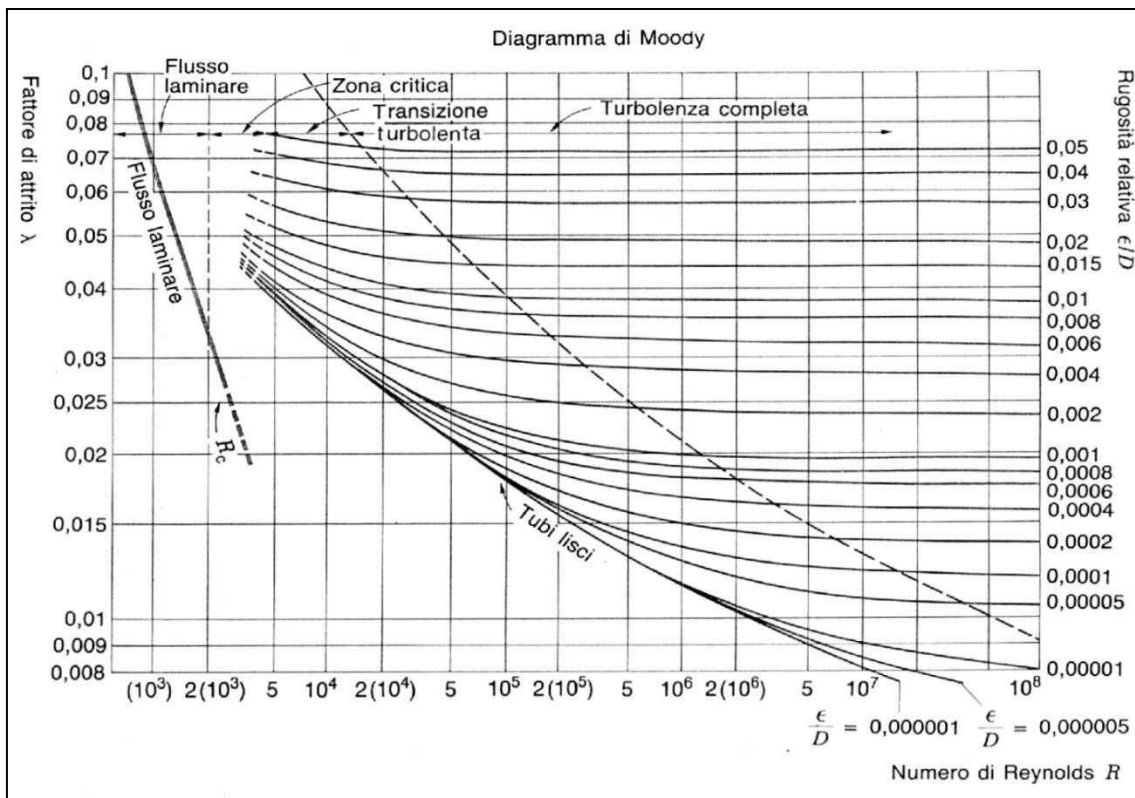



Figura 23 - Diagramma di Moody

Di seguito sono riportate alcune formule, relativamente semplici, che consentono di calcolare il fattore di attrito quando il fluido vettore è l'acqua (con temperature comprese tra 0°C e 95°C) e quando i tubi rientrano nelle seguenti categorie di rugosità:

- bassa rugosità per $0,002 < \varepsilon/D < 0,007$ mm (es. tubi in rame e materiale plastico);
- media rugosità per $0,020 < \varepsilon/D < 0,090$ mm (es. tubi in acciaio nero e zincato);
- elevata rugosità per $0,200 < \varepsilon/D < 1,000$ mm (es. tubi incrostati o corrosi).

Per tubi a bassa scabrezza ad esempio, tenendo anche conto che normalmente il valore delle perdite di carico viene calcolato in base alla portata di fluido anzichè in base alla sua velocità, si può usare:

$$r = 14{,}68 \cdot \nu^{0{,}25} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1{,}75}}{D^{4{,}75}}$$	14)

dove le grandezze hanno le seguenti unità di misura: r (mm c.a./m), ν (m^2/s), ρ (kg/m^3), G (l/h) e D (mm).

Per tubi a media scabrezza si può usare invece:

$$r = 3{,}3 \cdot \nu^{0{,}13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1{,}87}}{D^{5{,}01}}$$	15)

Al solito dove le grandezze hanno le seguenti unità di misura: r (mm c.a./m), ν (m^2/s), ρ (kg/m^3), G (l/h) e D (mm)

I tubi ad alta scabrezza invece sono condotti con caratteristiche che si possono trovare facilmente negli impianti realizzati senza le necessarie protezioni contro la corrosione e contro il deposito di calcare.

Le loro perdite di carico continue si possono determinare moltiplicando quelle dei tubi a bassa e media rugosità per i fattori correttivi tabellati.

Le **perdite di carico concentrate** o localizzate sono quelle che l'acqua incontra laddove vi sono "accidentalità" come la presenza di dispositivi idraulici e terminali d'impianto, oppure laddove vi sono variazioni brusche del diametro del tubo, curve, derivazioni e così via. Le perdite concentrate si possono determinare mediante la formula:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$	16)

- z = perdita di carico localizzata [Pa]
- ξ = coefficiente di perdita localizzata, adimensionale
- ρ = massa volumica del fluido [kg/m^3]
- u = velocità media del flusso [m/s]

Se z si esprime in mm di c.a. la (8) diventa:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2 \cdot 9{,}81}$$	17)

Il coefficiente ξ (talvolta in letteratura tecnica anche chiamato *k*) risulta dipendere soprattutto dalla forma della resistenza localizzata ed è, con buona approssimazione, indipendente da altri fattori, quali il peso specifico, la viscosità e la velocità del fluido. Il suo valore può essere determinato sia con formule (in casi a geometria semplice) che sperimentalmente. Nella tecnica impiantistica è il primo modo che interessa.

Le tabelle di seguito riportate consentono di determinare i coefficienti ξ delle principali resistenze localizzate e i valori delle perdite di carico z, in funzione di ξ e della velocità del

fluido. In caso di più accidentalità il coefficiente ξ sarà la somma risultante del contributo di ognuna.

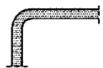
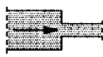
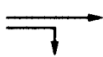
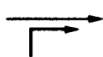
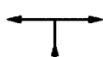
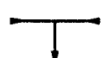
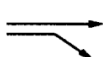
Tabella 6 - Valori del coefficiente di perdita localizzata ξ (rete di distribuzione)

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8÷16 mm	18÷28 mm	30÷54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"÷1/2"	3/4"÷1"	1 1/4"÷2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	**Simbolo**				
Curva stretta a 90° r/d = 1,5		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normale a 90° r/d = 2,5		1,5	1,0	0,5	0,4
Curva larga a 90° r/d > 3,5		1,0	0,5	0,3	0,3
Curva stretta a U r/d = 1,5		2,5	2,0	1,5	1,0
Curva normale a U r/d = 2,5		2,0	1,5	0,8	0,5
Curva larga a U r/d > 3,5		1,5	0,8	0,4	0,4
Allargamento		1,0			
Restringimento		0,5			
Diramazione semplice con T a squadra		1,0			
Confluenza semplice con T a squadra		1,0			
Diramazione doppia con T a squadra		3,0			
Confluenza doppia con T a squadra		3,0			
Diramazione semplice con angolo inclinato (45°- 60°)		0,5			
Confluenza semplice con angolo inclinato (45°- 60°)		0,5			
Diramazione con curve d'invito		2,0			
Confluenza con curve d'invito		2,0			

Tabella 7 - Valori del coefficiente di perdita localizzata ξ (componenti impianto)

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8÷16 mm	18÷28 mm	30÷54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"÷1/2"	3/4"÷1"	1 1/4"÷2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	**Simbolo**				
Valvola di intercettazione diritta		10,0	8,0	7,0	6,0
Valvola di intercettazione inclinata		5,0	4,0	3,0	3,0
Saracinesca a passaggio ridotto		1,2	1,0	0,8	0,6
Saracinesca a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a sfera a passaggio ridotto		1,6	1,0	0,8	0,6
Valvola a sfera a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a farfalla		3,5	2,0	1,5	1,0
Valvola a ritegno		3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola per corpo scaldante tipo diritto		8,5	7,0	6,0	--
Valvola per corpo scaldante tipo a squadra		4,0	4,0	3,0	--
Detentore diritto		1,5	1,5	1,0	--
Detentore a squadra		1,0	1,0	0,5	--
Valvola a quattro vie		6,0		4,0	
Valvola a tre vie		10,0		8,0	
Passaggio attraverso un radiatore		3,0			
Passaggio attraverso una caldaia		3,0			

Esistono più modi per realizzare una distribuzione idronica tra elementi di produzione energetica e gli elementi di emissione. In generale, nell'ambito delle costruzioni civili, quelli maggiormente utilizzati sono tre: distribuzione monotubo, a due tubi e a mezzo di collettori *modul*.

3.3.3 Distribuzione monotubo

Si chiama anche distribuzione ad anello e prevede che i terminali di impianto che ne fanno parte siano collegati in "serie" tra loro (il tubo di uscita di uno rappresenta il tubo di ingresso del successivo).
Il loro maggior pregio è il basso costo di realizzazione mentre un difetto sostanziale è dato dal fatto che se un terminale si ottura, da quel punto in poi, il fluido termo-vettore non giunge più agli corpi scaldanti, ergo: non funziona più niente.

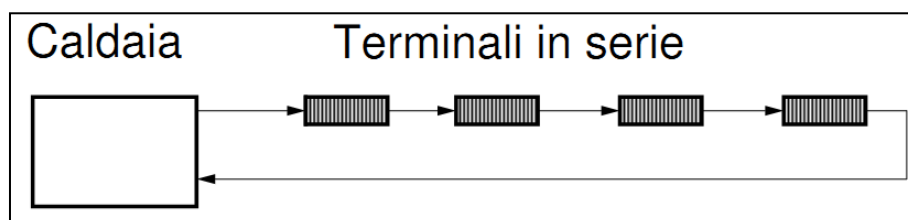



Figura 24 - Rete di distribuzione monotubo

3.3.4 Distribuzione a due tubi

È questo uno dei tipi di distribuzione più utilizzati negli impianti di riscaldamento e condizionamento a uso civile. Consente di contenere l'utilizzo di tubazioni e a contempo regolare i terminali singolarmente.
In questa distribuzione, detta anche *a ritorno semplice*, si riscontrano due tubazioni principali: una di mandata e una di ritorno. Dalla prima si staccano le derivazioni che vanno a rifornire i terminali di fluido termo-vettore proveniente dalla caldaia o dal refrigeratore d'acqua, alle seconde invece, convogliano tutti le loro uscite. Così facendo i corpi scaldanti si trovano a essere collegati in "parallelo" eliminando di fatto il problema della distribuzione monotubo.

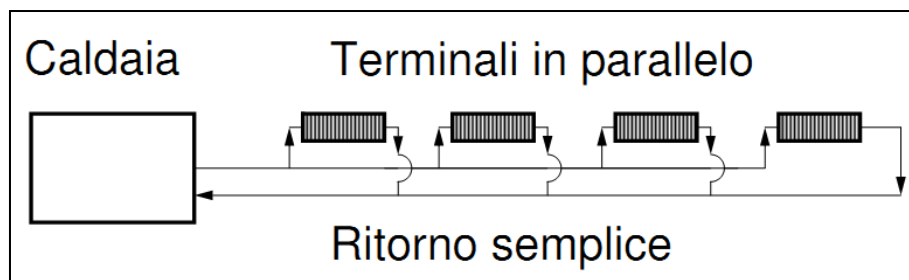



Figura 25 - Distribuzione a due tubi con ritorno semplice

Esiste anche una variante della distribuzione a due tubi che prende il nome di distribuzione *a ritorno inverso*. La sua peculiarità è data dal fatto che il fluido termo-vettore che scorre nell'impianto, per ogni terminale, compie un tragitto di uguale lunghezza e ciò rappresenta un vantaggio enorme per il funzionamento dell'impianto. Mi spiego meglio: un radiatore posto a dieci metri dalla caldaia sarà servito da un circuito idraulico che, più o meno sarà lungo 20 metri (10 m dell'andata più dieci del ritorno). Una altro radiatore invece, magari posto a venti metri dalla caldaia sarà servito da un circuito idraulico lungo circa 40 metri (20 m + 20m), ciò provoca uno "sbilanciamento" nell'intero impianto cui seguono problemi di funzionamento. Ecco, col ritorno inverso, questo non succede, proprio perché ogni terminale è servito da un circuito idronico di pari lunghezza.

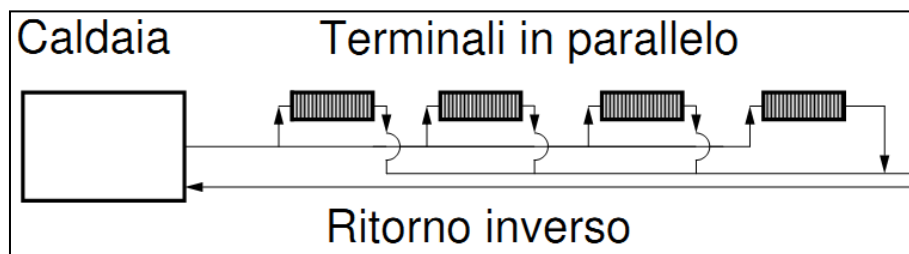



Figura 26 - Distribuzione a due tubi con ritorno inverso

3.3.5 Distribuzione con collettori modul

È questo forse il sistema più utilizzato dato che è abbastanza economico e ugualmente adeguato sia per edifici nuovi che per edifici esistenti.

Il fulcro di questo sistema è rappresentato da particolari collettori chiamati *collettori modul.* É questo in un realtà un doppio collettore, di cui uno per la mandata e uno per il ritorno, che sono possono essere rigidamente collegati tra sé ma non comunicanti dal punto di vista idraulico. Commercialmente si trovano collettore modul con attacchi multipli: 3+3, 4+4, 5+5, 6+6 e così via.

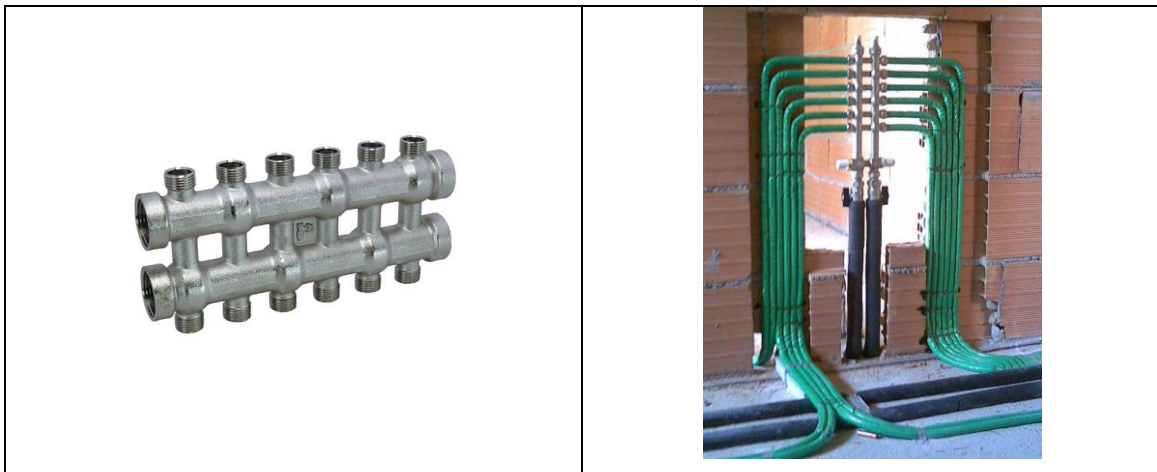



Figura 27 - Collettore modul a sei attachi (a sinistra) e montato (a destra)

Ogni tubo di andata dei terminali si stacca dal collettore di mandata e torna al collettore di ritorno, perciò le perdite di carico di ciascun anello non sono tutte uguali: più è alta la portata o piccolo è il diametro, più perdite ci saranno.

In realtà si vuole che le cadute di pressione nei rami del collettore siano tutte uguali poiché questi sono collegati in parallelo nei due collettori componenti il modul. Se così non fosse la portata nei rami meno sfavoriti (cioè con minori perdite di carico) aumenterebbe oltre quella di progetto, viceversa invece accadrebbe in quelli maggiormente favoriti.

Il sistema andrà dunque bilanciato idraulicamente con i sistemi prima accennati: diametri dei tubi o valvole di regolazione.

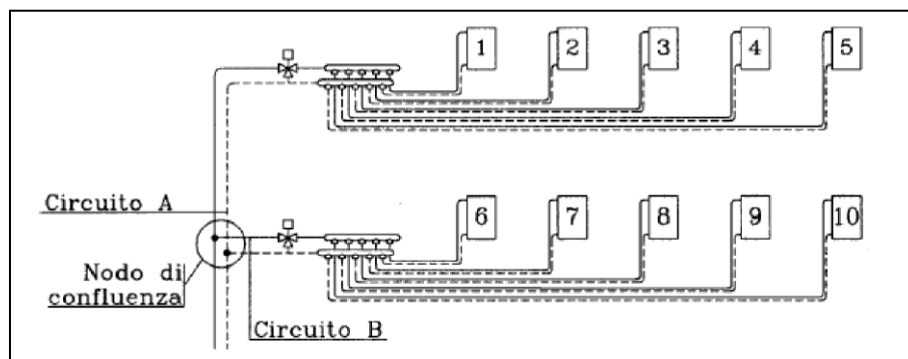



Figura 28 - Distribuzione con collettori Modul

3.3.6 Tubazioni per l’acqua

TUBI IN ACCIAIO

Le tubazioni in acciaio, dette anche impropriamente tubi in ferro, sono caratterizzate da prestazioni meccaniche che dipendono sia dal tipo di acciaio utilizzato, sia dai trattamenti termici a cui sono stati sottoposti. Normalmente sono vendute in barre di lunghezza variabile tra i quattro e i sette metri, con estremità liscie, smussate o filettate.
I tubi in acciaio sono disponibili anche con protezioni contro la corrosione e con preisolamento termico. Le protezioni contro la corrosione sono ottenute rivestendo le superfici dei tubi con zinco, bitume o una particolare resina. Il preisolamento invece è realizzato con schiume di poliuretano protette all’esterno mediante tubi in polietilene nero.

Figura 29 - Tubo in acciaio preisolato

I collegamenti fra tubo e tubo si possono realizzare con manicotti, con flange oppure a mezzo di saldature.
Per il normale uso idrotermosanitario questi tubi sono forniti dopo prova di tenuta idraulica eseguita a freddo con pressioni variabili tra 40 e 70 atmosfere. Invece, per applicazioni con temperature inferiori a -10°C o superiori a 110°C è consigliabile utilizzare tubi in acciaio speciale. I tubi in acciaio normale risultano infatti molto fragili a temperature basse e poco resistenti a temperature elevate.
Secondo i procedimenti attuali di fabbricazione i tubi in acciaio si possono suddividere in tre categorie: tubi senza saldatura, tubi saldati elettricamente, tubi saldati *Fretz Moon*.
I tubi in acciaio senza saldatura, i più utilizzati, sono prodotti da barre che vengono riscaldate in forno, forate, estruse, laminate, tagliate e rifinite, fino a raggiungere la configurazione voluta.

I primi tubi in acciaio senza saldatura furono relizzati, nel 1885, dai fratelli Mannesmann mediante uno speciale laminatoio perforatore ad asse obliquo. Per questo motivo, anche se attualmente vengono prodotti con tecniche diverse, tutti i tubi in acciaio senza saldatura sono genericamente chiamati *tubi Mannesmann*.

Tabella 8 - Caratteristiche dei tubi in acciaio

Diametro nominale	Diametro esterno	Diametro interno	Contenuto d'acqua	Peso del tubo in ferro nero	Peso del tubo tubo in ferro zincato
Pollici	mm	mm	l/m	kg/m	kg/m
3/8"	16.7	12.7	0.13	0.72	0.78
1/2"	21.0	16.3	0.21	1.08	1.16
3/4"	26.4	21.7	0.37	1.39	1.48
1"	33.2	27.4	0.59	2.17	2.30
1 1/4"	41.9	36.1	1.02	2.79	2.95
1 1/2"	47.8	42.0	1.38	3.21	3.40
2"	59.6	53.1	2.21	4.51	4.77
2 1/2"	75.2	68.7	3.70	5.76	6.12
3"	87.9	80.6	5.10	7.58	8.03
4"	113.0	104.9	8.64	10.88	11.58
5"	138.5	128.8	13.02	15.98	16.88
6"	163.9	154.2	18.67	19.01	20.02

TUBI IN MATERIALE PLASTICO

I tubi in materiale plastico sono utilizzati soprattutto negli impianti di riscaldamento (con acqua non surriscaldata), negli impianti idrici e in quelli di scarico. Per i tubi che convogliano acqua potabile è opportuno poter disporre di una documentazione idonea a provare che essi non cedono sostanze tossiche all'acqua stessa.

La TAB. 1 definisce i campi d'impiego delle materie plastiche più comunemente impiegate nella fabbricazione dei tubi.

Tabella 9 – Campi di impiego dei principali materiali plastici per tubi

Materiale	sigle di individuazione	impianti di riscaldamento	acqua fredda (potabile)	acqua calda (sanitaria)
Polietilene a bassa densità	**LDPE, PEbd**	±	+	-
Polietilene ad alta densità	**HDPE, PEad**	-	+	-
Polietilene reticolato	**PEX, VPE, XLPE**	+	+	+
Polipropilene	**PP**	+	+	-
Polipropilene copolimero	**PP-COP**	+	+	-
Polibutene	**PB-1**	+	+	±

\+ impiego normale
± impiego limitato
\- impiego sconsigliato

I tubi in materiali plastico più utilizzati comunque sono quelli in polietilene reticolato e quelli in polietilene ad alta densità.

I **tubi in polietilene reticolato** (PEX) sono realizzati con polietilene ad alta densità trattato in modo da ottenere molecole disposte a reticolo e legate fra loro. Tale struttura conferisce a questi tubi una buona resistenza meccanica e una specifica proprietà chiamata *memoria termica*. Tale proprietà consente di riportare, mediante riscaldamento a fiamma o ad aria calda, i tubi alla loro forma originaria anche nel caso di curve sbagliate o di schiacciamenti.

I tubi in polietilene reticolato si curvano con facilità sia a freddo che a caldo. Per eseguire curve strette si impiegano apposite graffe metalliche. Le giunzioni fra tubo e tubo si realizzano con raccordi tradizionali in ottone oppure con raccordi serrati a pressione sul tubo (raccordi *press fitting*).

Figura 30 – Tubo in polietilene reticolato (PEX)

Tabella 10 - Caratteristiche dei tubi in Pex

Diametro esterno	Diametro interno	Contenuto d'acqua	Peso del tubo
mm	*mm*	*l/m*	*kg/m*
12	*8*	*0.05*	*0.059*
15	*10*	*0.08*	*0.092*
18	*13*	*0.13*	*0.114*
20	*16*	*0.20*	*0.106*
22	*16*	*0.20*	*0.168*
28	*20*	*0.31*	*0.283*
32	*26*	*0.53*	*0.257*
40	*32.6*	*0.83*	*0.396*
50	*40.8*	*1.31*	*0.616*
63	*51.4*	*2.07*	*0.979*
75	*61.2*	*2.94*	*1.387*
90	*73.6*	*4.25*	*1.980*
110	*90.0*	*6.36*	*2.952*

I **tubi in polietilene ad alta densità** (PEad) invece sono sempre prodotti con polietilene ad alta densità al quale però vengono aggiunti additivi e stabilizzanti per migliorarne le caratteristiche di resistenza e di invecchiamento.
Le giunzioni tra tubo e tubo si possono effettuare con raccordi in ottone o in materiale plastico, con flange, mediante saldatura di testa o con manicotti elettrici.
Questi tubi sono utilizzati prevalentemente per la distribuzione dell'acqua fredda potabile, per gli impianti antincendio e per quelli di irrigazione.

Figura 31 - Tubo in polietilene ad alta densità PEad

TUBI IN RAME

I tubi in rame, ottenuti da lingotti cilindrici attraverso operazioni di laminazione, trafilatura e calibratura, possono essere forniti allo stato crudo o allo stato ricotto. Allo stato crudo sono commercializzati solo in verghe, mentre allo stato ricotto sono invece disponibili sia in verghe che in rotoli.
Questi tubi sono disponibili anche con protezioni contro la corrosione e con preisolamento termico. La protezione contro la corrosione è ottenuta mediante un rivestimento in PVC, mentre il preisolamento termico è realizzato con schiume di polietilene.
I collegamenti fra tubo e tubo si possono eseguire con raccordi a brasare, raccordi misti o raccordi meccanici.

Figura 32 - Tubo in rame preisolato

Tabella 11 - Caratteristiche dei tubi in rame

Diametro esterno	Diametro interno	Contenuto d'acqua	Peso del tubo
mm	*mm*	*l/m*	*kg/m*
10	*8.0*	*0.05*	*0.25*
12	*10.0*	*0.08*	*0.31*
14	*12.0*	*0.11*	*0.37*
16	*14.0*	*0.15*	*0.42*
18	*16.0*	*0.20*	*0.48*
22	*20.0*	*0.31*	*0.59*
28	*25.0*	*0.49*	*1.12*
35	*32.0*	*0.80*	*1.41*
42	*39.0*	*1.19*	*1.70*

3.4 Componenti per l'emissione

I corpi scaldanti hanno la funzione di immettere nell'ambiente da riscaldare l'energia termica o frigorifera proveniente dalla rete di distribuzione e "prodotta" nelle centrali tecnologiche termiche o frigorifere.
I modi in cui l'energia viene trasferita all'ambiente sono sostanzialmente la convenzione e in parte per irraggiamento.

3.4.1 Radiatori

I radiatori sono corpi scaldanti che cedono calore per convenzione naturale e irraggiamento. Il loro elemento costitutivo principale è il così detto *elemento.*

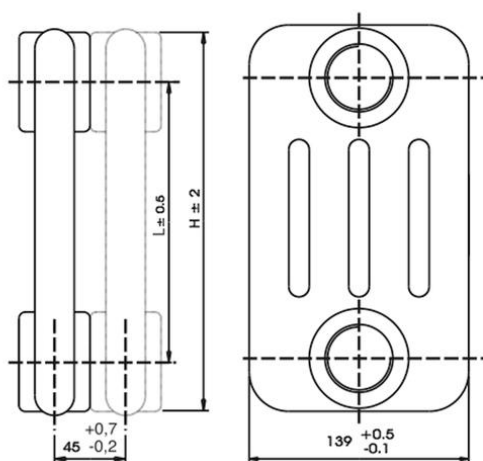



Figura 33 - Disegno tecnico di un elemento di radiatore

Ogni elemento può avere più *colonne*, cioè essere costituito da più tubi verticali, a cui corrisponde una maggiore potenza e quindi una maggiore potenza cedibile all'ambiente. Nelle immagini seguenti puoi osservare radiatori con elementi costituiti da più colonne.

Figura 34 - Radiatori con elementi a più colonne

Indipendente dalla tipologia ne è consigliabile l'installazione sotto finestra o lungo le pareti esterne perché così si possono contrastare meglio le correnti di aria fredda che si formano in corrispondenza di tali superfici, si migliorano le condizioni di benessere fisiologico limitando l'irraggiamento del corpo umano verso le zone fredde e si riduce, nell'interno del corpo scaldante, l'eventuale formazione di condensa superficiale interna. Anche il materiale con di cui sono fatti è un altro fattore di distinzione: ghisa, acciaio e alluminio sono le tre tipologie di maggior utilizzo.

RADIATORI IN GHISA

I **radiatori in ghisa** essendo facilmente componibili si possono facilmente ampliare o ridurre aggiungendo o togliendo elementi. Inoltre non sono soggetti a corrosione, non fanno rumore mentre si dilatano ma per contro sono fragili, pesanti e hanno minor resa termica, ovvero a parità di calore ceduto sono più ingombranti perché necessitano di una maggior superficie di scambio.

Figura 35 - Vari tipi di radiatori in ghisa

RADIATORI IN ACCIAIO

I **radiatori in acciaio** invece sono meno pesanti di quelli in ghisa e hanno un design che ne consente un facile adattabilità ambientale visti i vari colori, forme e finiture con cui sono costruiti. Poiché sono venduti già assemblati e verniciati non risulta né agevolata né conveniente la riduzione o l'aumento degli elementi. Altro svantaggio è dato dal rischio corrosione (soprattutto esterna).

Figura 36 - Radiatore in acciaio

RADIATORI IN ALLUMINIO

I **radiatori in alluminio** sono i più leggeri in assoluto, hanno minimi ingombri data l'elevata resa termica unita a un costo contenuto. La loro bassa inerzia termica gli consente di scaldarsi velocemente, ma di raffreddarsi altrettanto presto. Presentano inoltre rischi di corrosione interna, specie in presenza di acqua eccessivamente addolcita.

Figura 37 - Radiatori in alluminio

3.4.2 Ventilconvettori

I ventilconvettori, noti anche col nome di fan-coils, sono terminali impiantistici caratterizzati da un elevato livello di resa energetica.

I principali elementi costitutivi di un fan-coil sono due: un ventilatore elettrico e una batteria alettata di scambio termico nella quale scorre l'acqua, calda o refrigerata, proveniente dall'impianto.

Figura 38 - Interno di un fan-coil

L'aria che viene prelevata dal ventilconvettore viene prima aspirata dal locale, fatta passare attraverso un filtro che trattiene le impurità e fatta passare esternamente alla batteria di scambio termico. Così facendo l'aria assorbe o cede calore, a seconda della temperatura dell'acqua all'interno della batteria stessa, per poi essere diffusa nell'ambiente mediante il ventilatore elettrico alla temperatura impostata. A questo punto, l'aria opportunamente trattata, viene di nuovo immessa nell'ambiente da cui era stata prelevata.

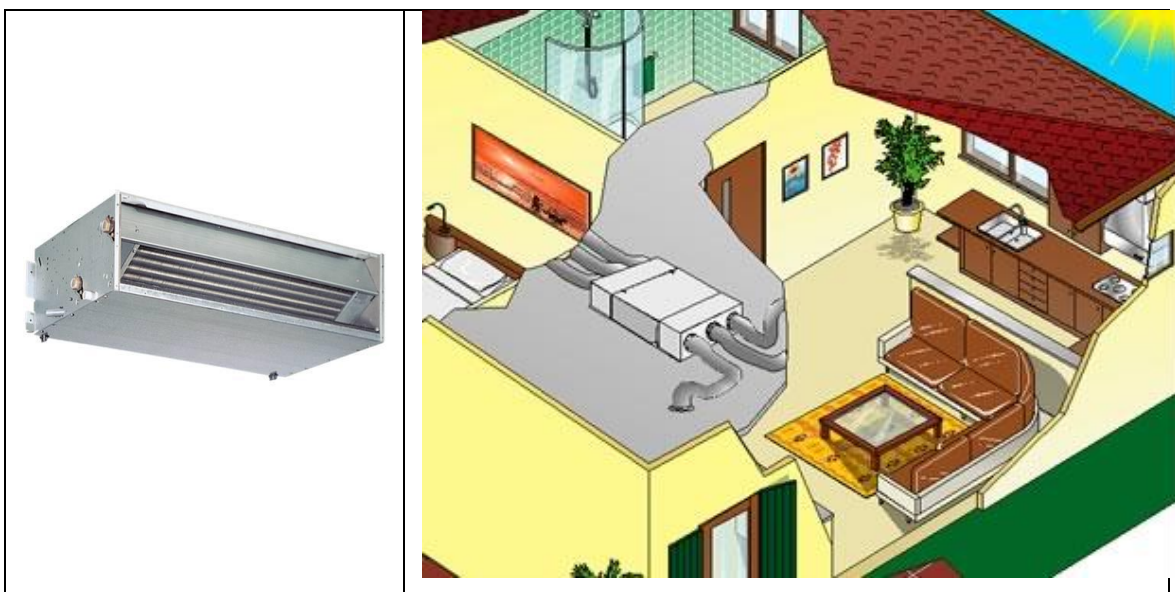
Caratteristica fondamentale dei fan-coil è la possibilità di riscaldare o raffrescare un ambiente. Il circuito idraulico più diffuso è quello detto *a due tubi*: l'acqua che circola nell'impianto viene o riscaldata dalla caldaia (o altro generatore) oppure raffreddata da un refrigeratore ma in un tale tipo di soluzione una modalità di funzionamento, riscaldamento o raffrescamento, esclude l'altra. Nella soluzione idronica detta *a quattro tubi* invece il fan-coil è dotato di due batterie di scambio termico. In questo modo se dei

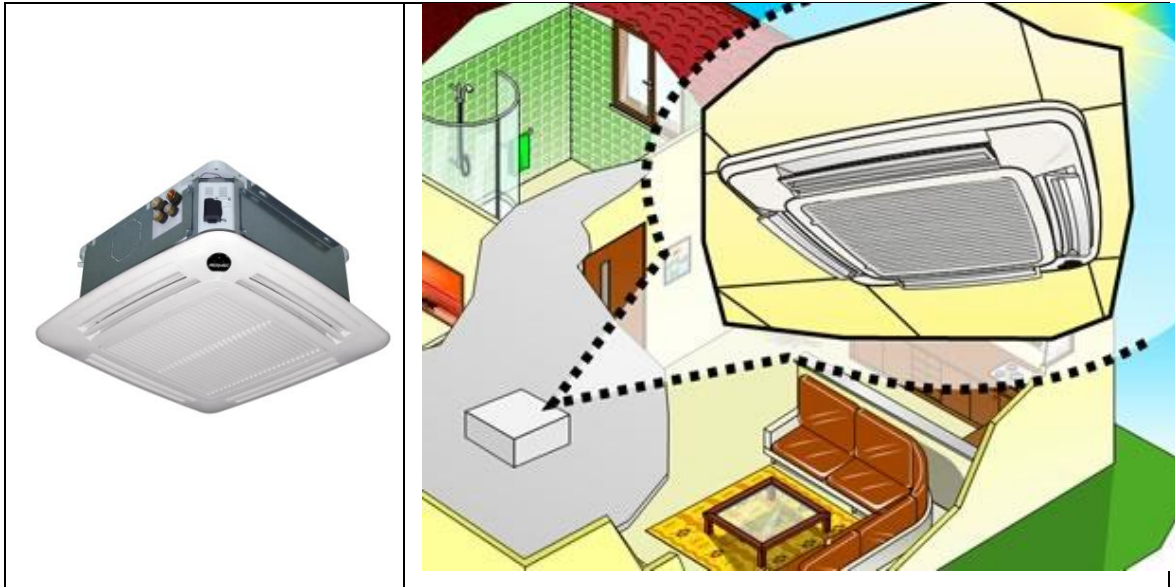
locali di uno stesso edificio hanno esigenze climatiche diverse possono comunque essere soddisfatti poiché l'impianto permette di riscaldare e raffrescare contemporaneamente.
Grazie ai ventilatori di cui sono dotati, i ventilvonvettori garantiscono un continuo movimento dell'aria: ciò assicura una temperatura degli ambienti piuttosto uniforme ed evita un'eccessiva stratificazione verticale del calore (uno dei punti deboli degli impianti a radiatori).
I fan-coils utilizzati per riscaldare un ambiente possono essere alimentati con acqua calda a una temperatura relativamente bassa (circa 45÷50°C) rispetto a quella richiesta invece dai radiatori (circa 60÷70°C). L'aria, così facendo, mantiene un sufficiente livello di umidità evitando fenomeni di eccessiva secchezza.
Inoltre l'utilizzo di acqua calda a bassa temperatura rende i ventilconvettori adatti per funzionare in abbinamento a generatori di calore caratterizzati da un'elevata efficienza e da temperature di lavoro minime quali caldaie a condensazione, pompe di calore e impianti solari termici.
Un'altra quota parte di risparmio energetico la si ottiene, rispetto ai radiatori, grazie alle minori dispersioni di calore verso l'esterno. I radiatori infatti cedono buona parte del calore che emettono anche alle pareti su cui sono installati al contrario dei ventilconvettori che invece la cedono interamente all'ambiente da riscaldare.
Uno degli aspetti più interessanti dei fan-coils consiste nella rapidità di quella che si chiama *messa a regime*: la velocità d'avvio e la ventilazione forzata dell'aria consentono di raggiungere in pochi minuti le temperature ambiente desiderate. Ciò rappresenta la soluzione ideale per tutti quei locali occupati solo per poche ore al giorno o comunque in maniera discontinua.

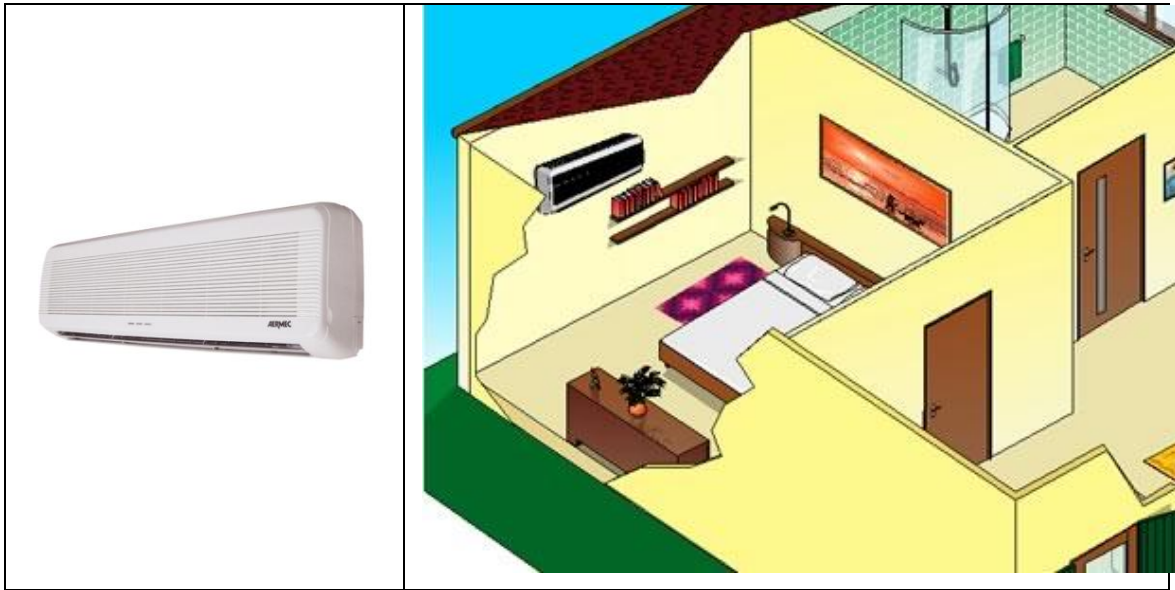
VENTILCONVETTORI A MOBILETTO

Figura 39 - Fan-coil verticale a mobiletto

La loro struttura verticale li rende adatti all'installazione vicino a una parete. Dotati di un termostato di regolazione installato a bordo e di un commutatore di velocità rappresentano il modello in assoluto più venduto. I due piedini che si notano nell'immagine non servono al sostegno ma a "nascondere" le tubazioni dell'acqua di alimento e dell'eventuale smaltimento condensa (presente solo se il fan-coil fa anche raffrescamento oltre a riscaldamento)

VENTILCONVETTORI DA INCASSO

Possono essere installati in orizzontale, specie nei controsoffitti, oppure in verticale dietro strutture di legno fatte ad hoc. Tali installazioni consentono di nasconderli completamente alla vista anche se talvolta ne risulta più difficoltosa la manutenzione. Inoltre possono talvolta aver bisogno di essere canalizzati, avvero necessitare dell'aggiunta di piccoli tratti di canale per convogliare l'aria in aspirazione o espulsione.

VENTILCONVETTORI A CASSETTA

Detti anche *fan-coil centro stanza*, per le loro caratteristiche costruttive si prestano a essere collocati nel controsoffitto in posizione centrale rispetto al locale da servire. Come i fan-coils da incasso hanno remotizzato sia il termostato di regolazione sia il comando di velocità.

VENTILCONVETTORI A PARETE

Questa tipologia di fan-coil è utilizzata principalmente quando non si vuole occupare sul piano di calpestio nell'ambiente da climatizzare ma non si ha disposizione un controsoffitto. Esteticamente somigliano a un "normale" climatizzatore.

3.4.3 Pannelli radianti

I pannelli radianti sono sistemi di climatizzazione che diffondono l'energia termica emessa da tubazioni collocate "dietro" le superfici dell'ambiente da riscaldare. Tre sono le tipologie di impianti a pannelli radianti: pannelli radianti a pavimento, a parete e a soffitto.

PANNELLI RADIANTI A PAVIMENTO

Il principio di funzionamento si basa sulla circolazione di acqua calda a bassa temperatura all'interno di in un circuito chiuso che si estende coprendo una superficie radiante adeguata alle esigenze (maggiore è la superficie coperta maggiore è il calore trasferito all'ambiente). La disposizioni idraulica del circuito nel pavimento più utilizzata quella a spirale (o chiocciola) nella quale i tubi di mandata viaggiano paralleli a quelli di ritorno.

Figura 40 - Pannelli radianti a pavimento

In base alla norma UNI 1264 ci sono tre possibilità di integrare i pannelli col pavimento (tipo A, B e C), il primo tipo però, il più semplice e utilizzato, prevede che il sistema sia realizzato inserendo un isolante sopra la soletta portante del pavimento. Al di sopra dell'isolante vengono poi posate le tubazioni (perlopiù in PEX) annegate a loro volta completamente nel massetto (generalmente costituito da calcestruzzo). Alla fine, il massetto viene ricoperto col rivestimento definitivo: solitamente piastrelle, ma anche parquet, linoleum e moquette.

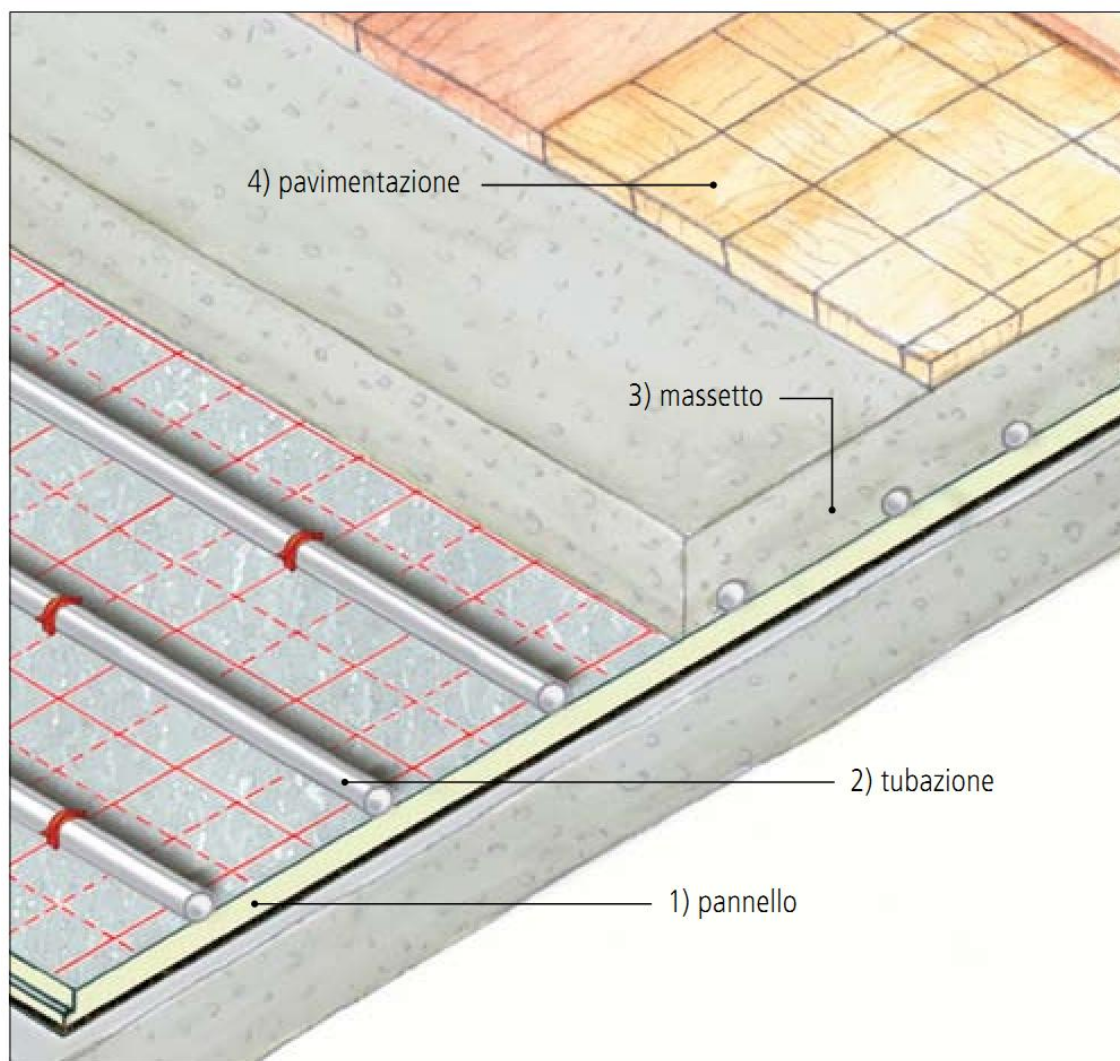



Figura 41 - Schema di montaggio di un pannello radiante

Tra i vantaggi di questo tipo di impianto ci sono sicuramente il comfort climatico, il risparmio energetico e la libertà di arredo.
Per quanto riguarda il benessere climatico è opportuno riferirsi alla curve curve riportate in figura. Secondo la curva ideale, per poter assicurare in un locale condizioni di benessere termico, si devono mantenere zone leggermente più calde a pavimento e più fredde a soffitto. Data la specifica posizione in cui sono installati (cioè a pavimento) e il fatto che cedono calore soprattutto per irraggiamento, gli impianti che meglio si prestano a offrire tali condizioni sono quelli a pannelli radianti.
Il riscaldamento a pannelli radianti inoltre è in grado di evitare i due inconvenienti tipici degli impianti a corpi scaldanti ovvero, la combustione del pulviscolo atmosferico (spesso causa irritazione delle vie respiratorie) e l'elevata circolazione di polvere, che (specie nei locali poco puliti può esser causa di allergie.

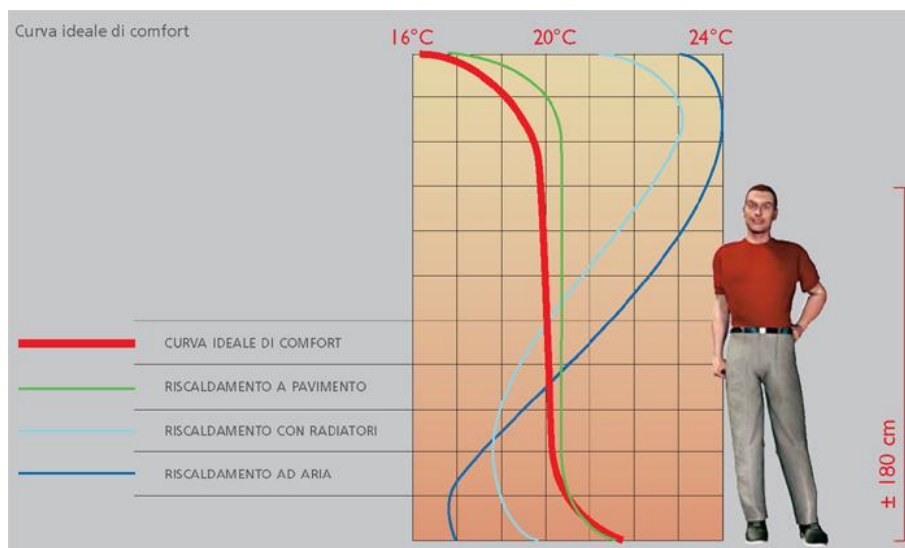



Figura 42 - Curva termica

Per ciò che riguarda il risparmio energetico, e il conseguente risparmio economico, esso è determinato dal fatto che questo sia un sistema che lavora a bassa temperatura. La minor spesa energetica può essere ulteriormente ridotta se poi l'impianto viene alimentato da una caldaia a condensazione o da pannelli solari termici.

Infine la libertà di arredo: la presenza di radiatori può limitare la creatività progettuale degli architetti, al contrario invece, con i pavimenti radianti, si rendono disponibili spazi altrimenti occupati..

In realtà, anche se questo tipo di sistemi è molto apprezzato non è comunque tutto rosa e fiori. I principali svantaggi a cui si fa spesso riferimento riguardano essenzialmente aspetti connessi alla temperatura superficiale del pavimento e all'impossibilità di effettuare un vero e proprio condizionamento.

Per esempio per evitare condizioni di malessere fisiologico la temperatura superficiale del pavimento deve essere inferiore a determinati valori. Tali valori consentono di determinare la massima potenza termica cedibile da un pannello. Se la potenza cedibile è inferiore alla dispersione termica del locale dove l'impianto a pannelli radianti è installato si possono considerare due casi:

- se la potenza cedibile con i pannelli è inferiore a quella dovuta alla dispersione termica solo in pochi locali in questo caso si può ricorrere a corpi scaldanti di integrazione (ad esempio si potrebbe installare qualche radiatore);
- se invece la potenza termica cedibile è inferiore a quella richiesta in tutti o nella maggior parte dei locali conviene allora adottare un impianto di tipo tradizionale.

Secondo ordine di problema riguarda il condizionamento dei locali. Per gli impianti a pannelli radianti si deve infatti considerare che essi presentano due limiti ben precisi: la limitata resa frigorifera e l'incapacità di deumidificare.
La bassa resa frigorifera dipende dal fatto che negli impianti a pannelli non è possibile abbassare troppo la temperatura del pavimento senza provocare fenomeni di condensa superficiale (l'acqua sul pavimento lo renderebbe ovviamente scivoloso). Tale limitazione impedisce di fatto l'ottenimento di potenze frigorifere superiori a 40÷50 W/m^2.
Anche l'impossibilità pratica di deumidificare dipende allo stesso modo dalla natura stessa degli impianti a pannelli i cui terminali, cioè i pavimenti, non devono far condensare l'acqua contenuta nell'aria al fine sempre di non rendere inagibile il pavimento.
Condizioni igrometriche di benessere di fatto quindi si possono pertanto ottenere solo con l'aiuto di deumidificatori, cioè con integrazioni dell'impianto a pannelli che comportano costi ed ingombri non sempre accettabili.

PANNELLI RADIANTI A PARETE

Figura 43 - Pannelli radianti a parete

Nel caso di pannelli radianti a parete le serpentine delle tubazioni sono disposte verticalmente all'interno delle pareti perimetrali esterne del locale da trattare: si crea in

tal modo una sorta di "effetto barriera" che, limitando le dispersioni verso l'esterno, aumenta il comfort climatico e il risparmio energetico.
Tra i vantaggi di questo sistema c'è sicuramente la posa più semplice rispetto a quella dei pannelli a pavimento: sopra la parete viene posato l'isolante su cui vengono fissati i tubi. Su di essi, a loro volta, viene steso sino alla loro completa copertura, l'intonaco cementizio. La finitura superficiale completa l'opera.
Anche il benessere termico risulta migliorato poiché il corpo umano, sviluppandosi in verticale, riceve meglio calore da una parete.
Tra gli svantaggi che bisogna tenere di conto c'è innanzi tutto una limitazione imposta all'arredamento. Non si possono naturalmente mettere mobili voluminosi contro le pareti radianti poiché ostacolerebbero il flusso di calore ed è altresì necessario conoscere il percorso delle tubazioni prima di effettuare interventi sulle pareti stesse (per esempio il fissaggio di un chiodo per appendere un quadro).
Infine, se il locale riscaldato è molto esteso, si potrebbe palesare un *discomfort* climatico lontano dalle pareti radianti poiché il calore percepito potrebbe risultare insufficiente.

PANNELLI RADIANTI A SOFFITTO

I pannelli radianti a soffitto sono costituiti da pannelli (o moduli) in materiale metallico oppure in cartongesso, di norma di forma quadrata o rettangolare, che vengono appesi al soffitto. Le tubazioni in cui scorre l'acqua sono fissate sul lato di essi che poi non risulterà a vista. Gli stessi tubi poi sono collegati tra sé oppure a dei collettori.
Sono spesso usati per il raffrescamento (si parla infatti di *soffitti freddi*), specie di ambienti di grandi dimensioni.

Figura 44 - Pannelli radianti a soffitto

3.4.4 Termostrisce

Le termo strisce sono corpi scaldanti che, appesi ad altezze importanti (da 4 a 8 metri), cedono calore sostanzialmente per irraggiamento. Sono costituite essenzialmente da delle piastre metalliche di forma rettangolare sulle quali vengono fissate più tubazioni parallele tra loro. Le piastre hanno lunghezze variabili da 4 a 9 metri e sono sormontate da materassini in lana minerale che servono a limitare la cessione di calore verso l'alto.
Le termostrisce sono utilizzate principalmente per riscaldare sale di esposizione, palestre, piscine, allevamenti, autorimesse laboratori, officine e in generale locali di una certa volumetria.

Rispetto ad altre tipologie impiantistiche realizzate con radiatori e fan-coils le termo striscie possono presentare costi di gestione più contenuti (anche del 20%) data la minor stratificazione dell'aria. Inoltre il non avere organi in movimento e il non favorire moti convettivi rendono l'ambiente in cui sono installate più abitabile poiché più silenzioso e con meno pulviscolo in sospensione.

Viceversa hanno la loro installazione spesso non risulta agevole: le strisce, anche le più piccole, sono sempre prodotti pesanti e il portarle in quota e il fissarle comporta sempre un impegno di uomini e mezzi non trascurabile. Tutto ciò comporta un costo per la posa in opera che risulta talvolta eccessivo se confrontato a un "normale" impianto di riscaldamento.

Due o tre regolette di installazione migliorano il comfort ambientale e le prestazioni dell'impianto. Una delle prime consiste nell'evitare intensità di irraggiamento troppo intense ad altezza uomo. Tale regola può essere rispettata posando le termostrisce a un'altezza funzione della temperatura media del fluido scaldante e dell'interasse dei tubi installati sulle strisce stesse (vedi tabella):

Tabella 12 – Altezza consigliate di installazione delle termostrisce

ALTEZZA MINIMA DI INSTALLAZIONE		
t_m fluido scald.	Interasse tubi 100 mm	Interasse tubi 150 mm
60 °C	H_{min} 3,80 m	H_{min} 3,60 m
80 °C	H_{min} 4,30 m	H_{min} 4,10 m
100 °C	H_{min} 4,70 m	H_{min} 4,50 m
120 °C	H_{min} 5,10 m	H_{min} 4,90 m
140 °C	H_{min} 5,50 m	H_{min} 5,30 m
160 °C	H_{min} 5,90 m	H_{min} 5,70 m
180 °C	H_{min} 6,40 m	H_{min} 6,20 m

Un'altra condizione che consente un'uniforme distribuzione del calore indica nel rapporto altezza di installazione (H) e distanza di installazione tra le termo strisce (I) il parametro da valutare: la distanza I deve sempre essere inferiore all'altezza H.

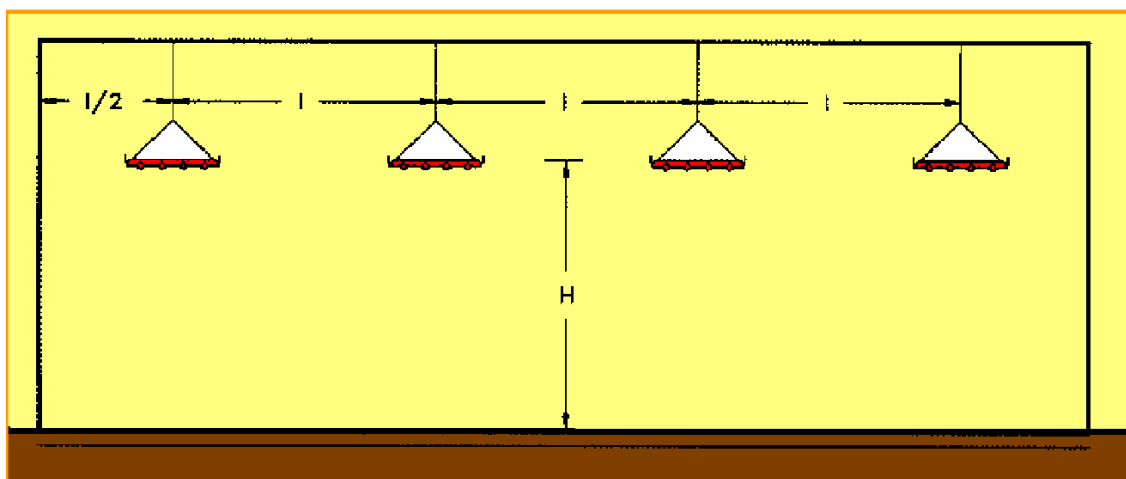
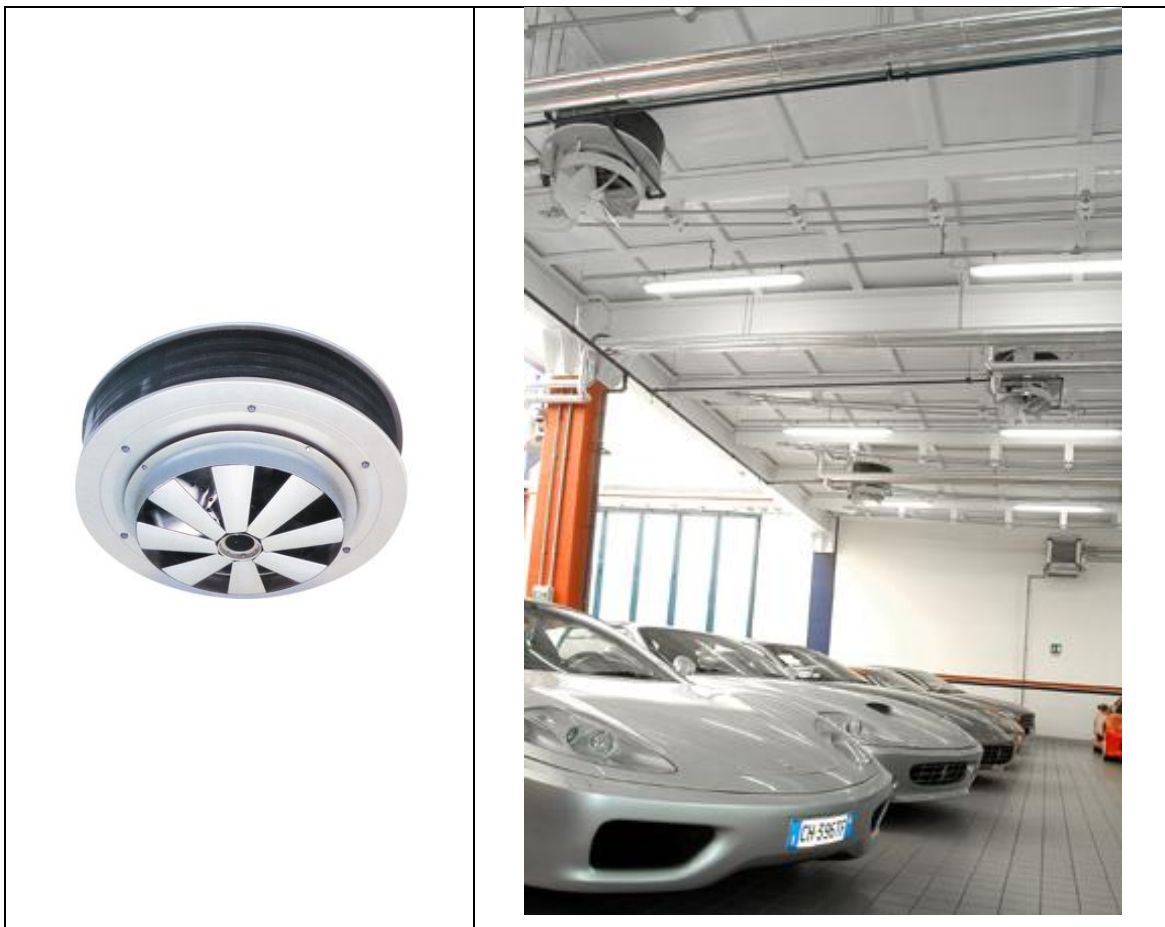



Figura 45 – Rapporto tra la distanza di installazione e l'altezza di installazione

Infine, se il locale di installazione avesse dei lucernari (quasi sempre presenti in ambienti industriali), è sempre opportuno non oscurarli con le termostrisce. A tal proposito infatti vengono spesso posate in opera con l'asse longitudinale parallelo agli stessi lucernari o alle vetrate degli sheds, magari vicini a essi ma senza mai coprirli.

3.4.5 Aerotermi

Gli **aerotermi** sono componenti utilizzati prevalentemente per il riscaldamento di ambienti dotati di volumetrie importanti (tipicamente palestre, industrie, officine).
Diffondo il calore mediante meccanismi di convezione forzata: come i ventilconvettori sono dotati di una batteria alettata di scambio termico in cui scorre acqua molto calda e da un potente ventilatore che ha facoltà di prelevare aria dall'ambiente da servire, farla passare dalla batteria e, una volta riscaldata, rimetterla nel locale. Data la loro filosofia costruttiva consentono di concentrare, in una singola unità, potenze termiche molto elevate.

Pur essendo disponibili in diverse configurazioni adatte sia per l'installazione a parete che per l'installazione a soffitto, trovano diverse limitazioni applicative soprattutto in ragione della rumorosità dei ventilatori e dell'elevata velocità con cui l'aria viene emessa. Inoltre data l'alta temperatura dell'acqua con cui sono alimentati risulta molto difficile l'uniforme distribuzione del calore: quando l'aria esce dall'aerotermo magari a 70°C dopo qualche

metro incontra come un "muro" che gli impedisce di giungere nella zona dove risiedono le persone (tipicamente due metri dal suolo). La stratificazione termica in queste condizioni è praticamente certa ma i relativamente bassi costi di acquisto e posa in opera spesso li fanno preferire ad altre tipologie impiantistiche.

CAPITOLO 4 – IMPIANTI DI VENTILAZIONE

4.1 Concetti introduttivi

Gli impianti di ventilazione sono pensati e realizzati per far arrivare dell'aria opportunamente trattata in un certo ambiente. Quest'aria può servire a ricambiare in parte o totalmente senza partecipare al riscaldamento o al raffreddamento dell'ambiente stesso, oppure può anche servire per la climatizzazione vera e propria.
Per svolgere questo ruolo gli impianti di ventilazione sono costituiti da tre parti essenziali: le macchine di trattamento aria, i canali che la distribuiscono e i terminali cha la diffondono in ambiente.

4.2 Macchine per il trattamento dell'aria

Le macchine di trattamento aria, dette anche **unità di trattamento aria** (u.t.a.) o **centrali di trattamento aria** (c.t.a.), sono utilizzate negli impianti di ventilazione con lo scopo di filtrare, riscaldare, raffreddare, umidificare e deumidificare l'aria da immettere negli ambienti. Quest'aria può provenire totalmente dall'esterno oppure essere in parte ricircolata.
Queste macchine sono costituite da un telaio portante in profilati di alluminio giuntati con angolari anch'essi di alluminio. I pannelli di tamponamento, fissati al telaio mediante viti autofilettanti, sono costruiti tipo sandawiches, ovvero una doppia pannellatura in lamiera zincata o plastificata all'esterno e lamiera zincata all'interno, con interposto poliuretano rigido a lastre ad alta densità utilizzata allo scopo di isolare la macchina sia termicamente che acusticamente. Fra i pannelli di chiusura e i profilati della struttura portante viene anche interposta una guarnizione di neoprene per assicurare una perfetta tenuta dell'aria.

Le unità di trattamento aria sono generalmente suddivise in sezioni ognuna delle quali assolve a uno specifico compito anche se, in realtà, tale suddivisione è più che altro una necessità legata a esigenze di trasporto e posa in opera. Al fine di agevolare l'accesso alle parti interne ogni sezione è dotata di portina di accesso articolata con cerniere e maniglie.

Figura 46 - Unità di trattamento aria

Varie sono le sezioni che possono comporre una macchina di trattamento aria anche se, alcune di esse, sono sempre presenti nelle varie configurazioni.

4.2.1 Sezioni ventilanti

Le **sezioni ventilanti** per esempio sono costituite da ventilatori a doppia aspirazione con giranti a pale in avanti per basse e medie pressioni e giranti a pale rovesce per unità a media/altra pressione. I motori elettrici, montati normalmente all'interno su apposti supporti tendi-cinghie a slitta, chiusi, ventilati dall'esterno. Ventilatori e motori vengono montati su unico basamento fissato alla struttura mediante supporti antivibranti a molla o in gomma opportunamente dimensionati. La trasmissione motore/ventilatore viene realizzata mediante cinghie trapezoidali di gomma e pulegge in alluminio o ghisa equilibrate staticamente e dinamicamente.

Figura 47 - Sezione ventilante

4.2.2 Sezioni di aspirazione ed espulsione

Le **sezioni di aspirazione**, a seconda che l'aria da trattare sia tutta esterna o parzialmente ricircolata, possono essere costituite da una, due o tre *serrande*. Le serrande sono organi meccanici essenzialmente costituiti da un telaio in alluminio e da alette multiple anch'esse in alluminio operanti a contrasto e ruotanti su ruote dentate in PVC. Le serrande possono essere comandate manualmente oppure predisposte per un comando motorizzato (nella figura di destra il motore che la comanda è quello rosso).

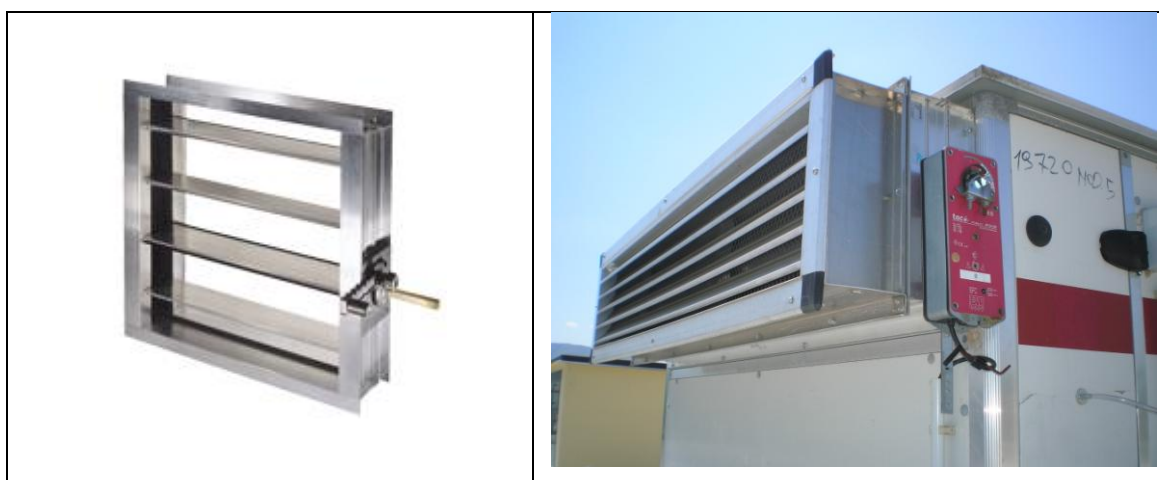



Figura 48 - Come è fatta una serranda e il suo posizionamento

Nel caso in cui l'aria da trattare provenga totalmente dall'esterno, le sezioni di aspirazione sono spesso abbinate a un *plenum*, ovvero una sezione posta prima del ventilatore e dotata di serranda idonea a fornire il 100% della portata d'aria prevista. Nel plenum la serranda può avere un posizionamento frontale, superiore, laterale o inferiore.

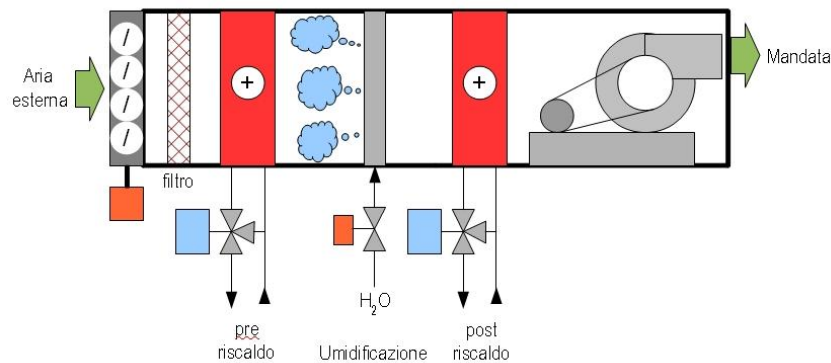



Figura 49 - Una c.t.a. con solo aria esterna: è detta anche ad "aria primaria"

Nel caso invece in cui l'aria da trattare si un po' esterna e un po' recuperata dall'ambiente al posto del plenum si utilizza una *camera di miscela*, usata proprio per la miscelazione dei due flussi d'aria prima dei trattamenti termo igrometrici. Tale camera è provvista di due serrande, poste su facce diverse della camera e idonee nel loro complesso, al passaggio del 100% della portata d'aria prevista.
Quando la macchina di trattamento è corredata sella sezione di miscela per l'espulsione si usa un ventilatore a se stante che, separato completamente dalla u.t.a. ha facoltà di estrarre l'aria dall'ambiente da servire.

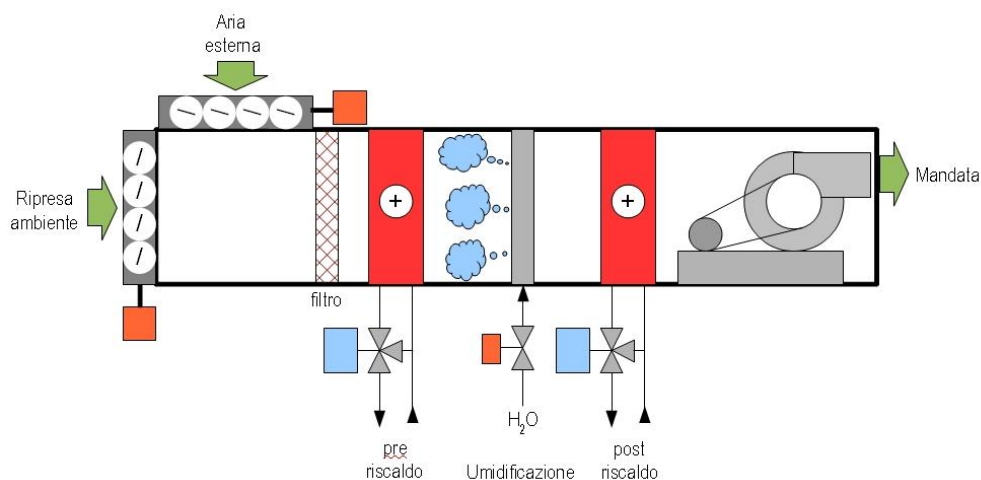



Figura 50 - una c.t.a. con recupero ambiente e aria esterna

Una terza versione prevede l'esistenza di una sezione detta di **aspirazione/miscela ed espulsione**. Questa sezione di centrale è dotata di tre serrande motorizzabili che hanno facoltà rispettivamente di aspirare aria esterna, espellere quella estratta dall'ambiente e miscelare di miscelare le due (parte di quella esterna e parte di quella recuperata). Il movimento delle prime due rispetto alla terza è opposto nel senso che quando le prime due saranno aperte al 100% quella di miscela sarà completamente chiusa e viceversa.
Un'unità di trattamento aria con tre serrande la vedi raffigurata nell'immagine qui sotto.

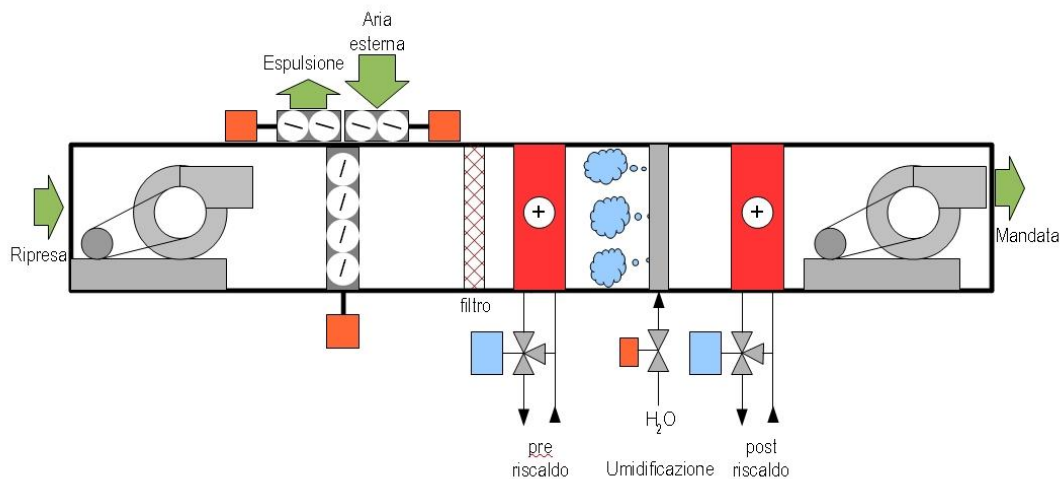



Figura 51 - una c.t.a. con tre serrande: aria esterna/espulsione/miscela

4.2.3 Sezione di recupero calore

La sezione di recupero calore, costituita da un recuperatore di tipo statico a flussi incrociati (vedi figura seguente), ha facoltà come suggerisce il suo nome, di recuperare dall'aria espulsa parte del suo calore che altrimenti andrebbe perso. Il recuperatore è detto statico perché non ha parti in movimento ed è chiamato a flussi perché le due vene d'aria che scorrono al suoi interno si lambiscono, senza naturalmente miscelarsi, formando una croce.

Figura 52 - Recuperatore a flussi incrociati

	La normativa tecnica obbliga l'installazione del recuperatore solo in certe condizioni. Considerato però il suo esiguo costo (rispetto al resto dell'impianto) rapportato al risparmio energetico che comporta, faresti bene a prevederlo tutte le volte che se ne presenta l'occasione.

Schematicamente un centrale di trattamento aria dotata di recuperatore statico a flussi incrociati potrebbe essere rappresentata come nella figura seguente.

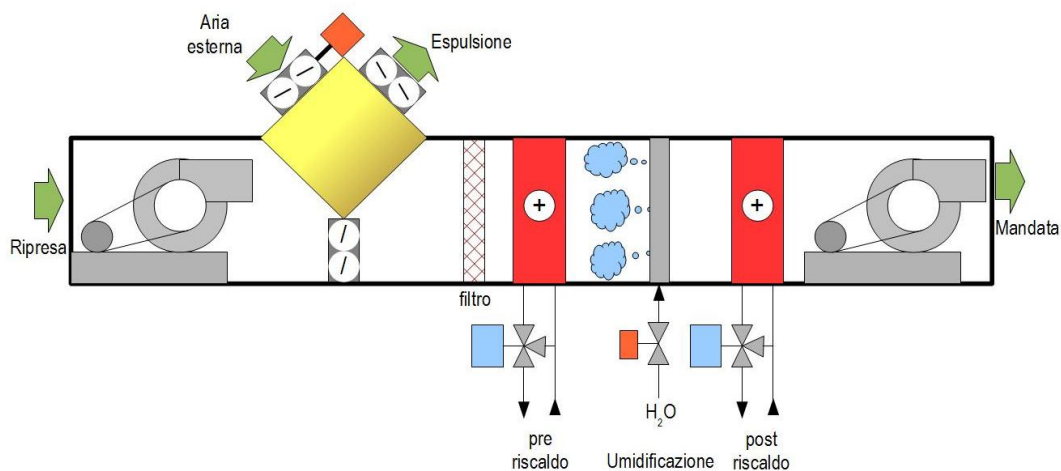



Figura 53 - Una c.t.a. aria primaria con recuperatore

4.2.4 Sezione batterie

La sezione contenente le batterie di scambio termico è quella che ha il compito di trasferire oppure sottrarre calore alla massa d'aria aspirata. Tale trasferimento si realizza con l'utilizzo di batterie alettato, ovvero organi meccanici senza alcuna parte in movimento, costituite essenzialmente da tubi in rame accoppiati ad alette di alluminio: nei tubi scorre acqua calda o refrigerata, tra le alette invece scorre l'aria da riscaldare o raffreddare. Il particolare procedimento costruttivo delle batterie fa si che tra tubi di rame ed alette di alluminio si realizzi un perfetto contatto e la minima resistenza al flusso di calore. Inoltre la speciale ondulazione con cui sono conformate le alette stesse conferisce a esse rigidità, creando nel flusso dell'aria in transito, una turbolenza controllata che aumenta il coefficiente di scambio termico tra l'aria e l'aletta stessa.
Caratteristiche peculiare di questo tipo di batterie di scambio termico è il *numero di ranghi*, cioè le file parallele di tubi in rame che di fatto ne determinano la larghezza ed il *passo alette,* cioè la distanza tra un'aletta e l'altra che determina, da una lato, la bontà dello scambio termico e dall'altro, una fonte di perdita di carico.

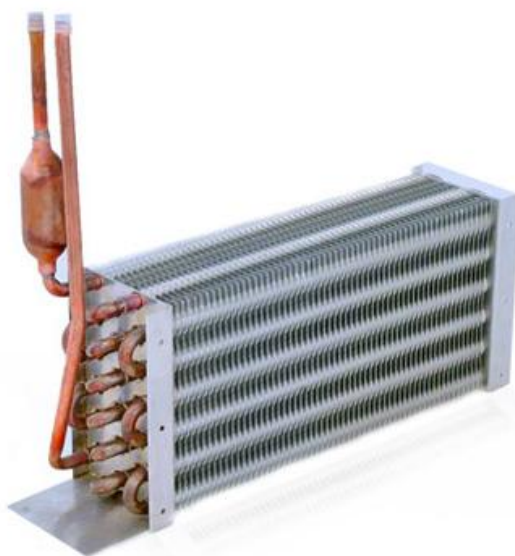



Figura 54 - Batteria alettata di scambio

Quando nella batteria di scambio ci passa anche acqua refrigerata allora deve essere dotata anche di una vasca di acciaio inox per la raccolta della condensa.
Esempi di trattamenti effettuabili con le batterie sono il riscaldamento, il raffreddamento senza deumidificazione e quello con deumidificazione.

Il *trattamento di riscaldamento* ormai lo conosciamo bene perché l'abbiamo già visto nell'esempio 1:

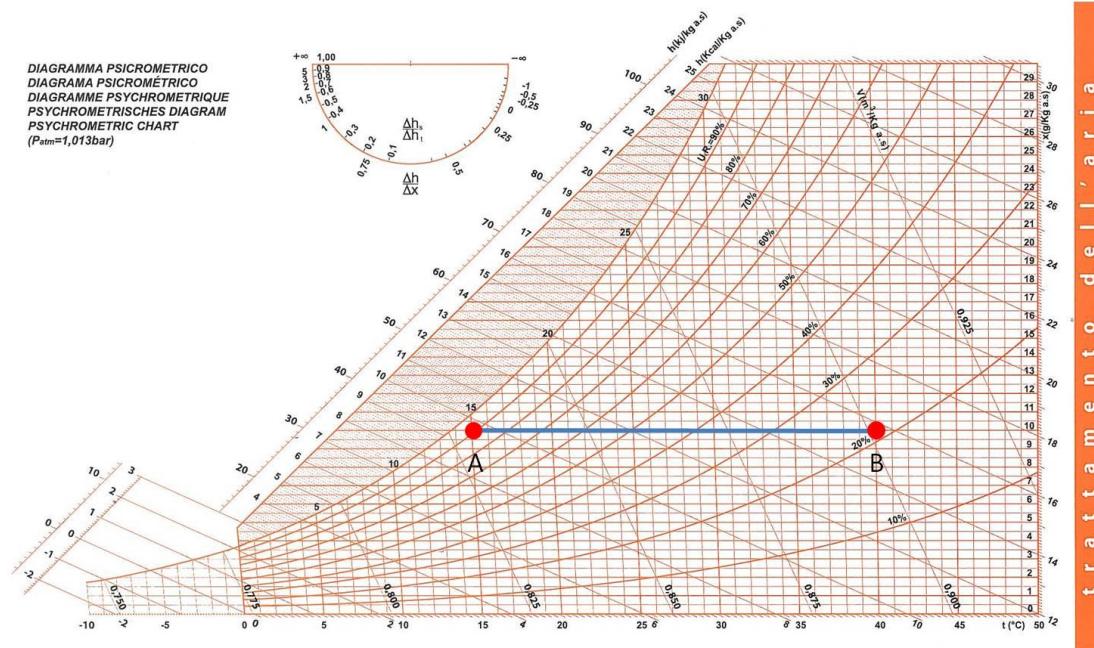



Figura 55 - Riscaldamento (dal punto A al punto B)

Il *raffreddamento senza deumidificazione* si ha quando la temperatura della batteria fredda è superiore alla temperatura di rugiada dell'aria trattata, non avviene sulla batteria alcuna condensazione: la batteria sottrae all'aria soltanto calore sensibile.

Con "temperatura della batteria" si intende indicare la temperatura media della superficie delle alette che con buona approssimazione vale: $T_{batteria}=(T_{uscita\ acqua} - T_{ingresso\ acqua})/2 + 1°C$.

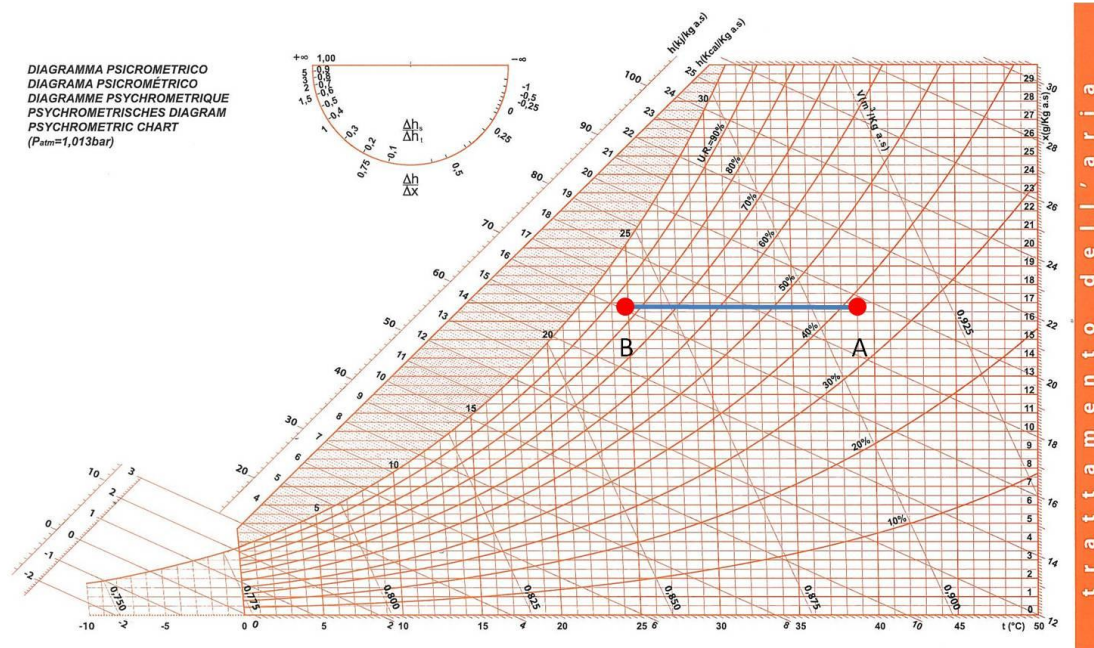



Figura 56 - Raffreddamento senza deumidificazione (dal punto A al punto B)

Per ottenere il trattamento di raffreddamento con deumidificazione è necessario che la temperatura della batteria sia inferiore alla temperatura di rugiada relativa all'aria da trattare. In tal modo, parte dell'umidità contenuta nell'aria condensa sulle alette della batteria fredda e si ottiene, così, la deumidificazione.

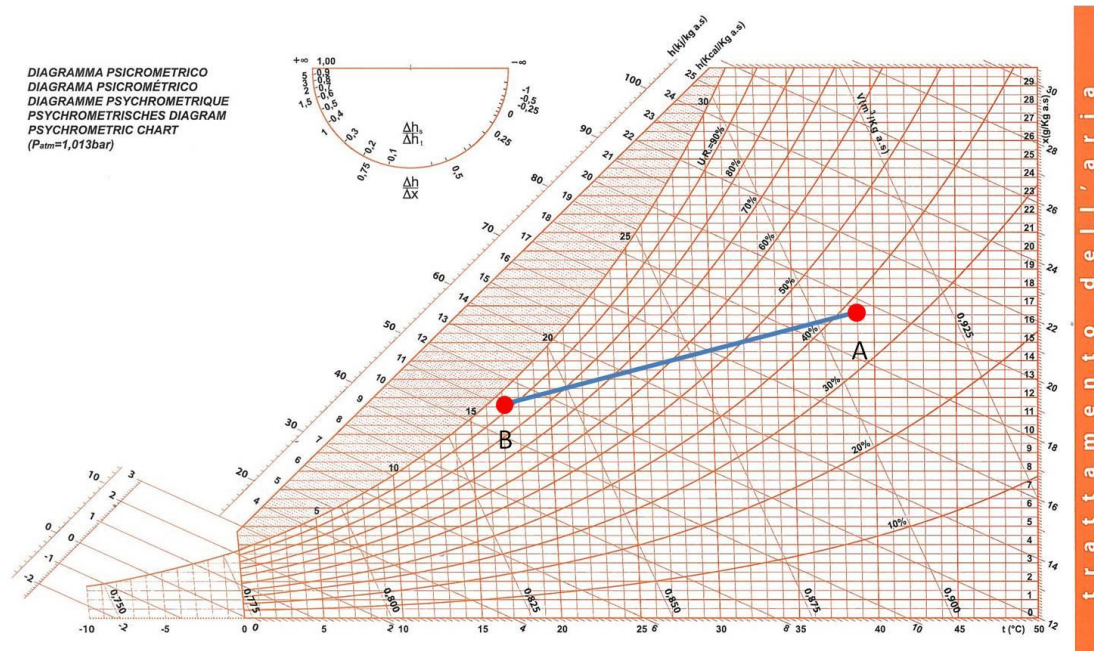



Figura 57 – Raffreddamento con deumidificazione (dal punto A al punto B)

4.2.5 Sezione di umidificazione

La sezione umidificazione è pensata, come dice la parola stessa, per aumentare il contenuto di umidità dell'aria da inviare in ambiente.

Secondo te c'è bisogno di umidificare in tutte le stagioni? Certo che no! In inverno l'aria è quasi satura di umidità (dai un'occhiatina al diagramma psicrometrico se non ci credi) ma in valore assoluto il contenuto d'acqua è molto bassa, quindi spesso c'è bisogno di integrarla. Al contrario invece, in estate, di umidità nell'aria c'è ne fin troppa: in questa stagione è necessario quindi deumidificare e non il contrario.

Le sezioni di umidificazione più utilizzate sono sostanzialmente di due tipi: ad acqua e a vapore. Nel primo caso dell'acqua viene spruzzata su un così detto *pacco evaporante* (non fare battutacce). L'aria, aspirata dal ventilatore, passa attraverso questo pacco, e in questo transito si porta via un po' di acqua, ovvero aumenta il suo contenuto igrometrico.

Con questo tipo di umidificazione l'acqua a regime si porta alla temperatura di bulbo umido dell'aria in ingresso e l'umidificazione avviene a bulbo umido costante, quasi isoentalpicamente. Ciò equivale anche a un raffreddamento (*adiabatico*) dell'aria stessa e ciò, diciamolo, è un piccolo difettuccio. Non vedi il difetto? Il difetto è che l'aria, che magari aveva una temperatura perfetta per essere immessa in ambiente, deve essere (nuovamente) riscaldata. E riscaldare l'aria comporta una spesa energetica e dunque anche economica.

Nella realtà pratica comunque con l'umidificazione adiabatica non si arriva alla saturazione dell'aria, visto che l'umidificatore ha un'efficienza minore del 100% (l'*efficienza dell'umidificatore* è il rapporto tra il ΔX realmente ottenuto ed il ΔX di saturazione). Il rendimento di un umidificatore dipende dalla sua geometria e dalla velocità dell'aria.

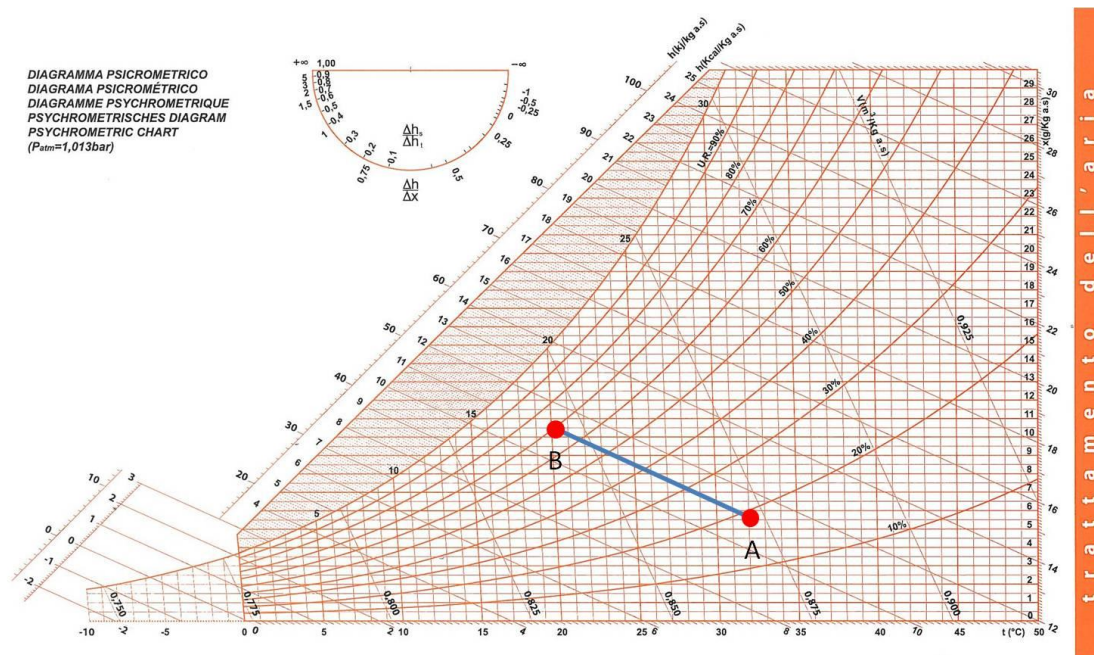



Figura 58 - Umidificazione adiabatica (dal punto A al punto B)

Passiamo oltre e valutiamo un'altra distinzione tecnica: l'acqua che viene spruzzata sul pacco evaporante può essere a perdere oppure ricircolata. Nel primo caso l'acqua spruzzata e non assorbita dall'aria viene poi smaltita, mentre nel secondo caso, viene riutilizza per l'umidificazione più volte, a mezzo di una pompa che la ripesca da una vaschetta di raccolta. La differenza tra le due? L'acqua ricircolata non è molto igenica

perché l'acqua nella vaschetta potrebbe stazionare per settimane (grande festa per germi e batteri!). Meglio quindi la soluzione con acqua a perdere.

Però, in ambito di igene, la soluzione più ganza di tutte è quella che prevede l'utilizzo di vapore. In questi casi, un opportuno produttore di vapore, ovvero uno scatolotto contenente acqua e una resistenza elettrica percorsa da corrente, viene installato all'esterno della centrale di trattamento aria e ha facoltà di produrre vapore che poi sarà ceduto all'aria in transito all'interno della centrale stessa a mezzo di un *tubo diffusore* (detto anche *lancia di vapore*).

La soluzione con vapore non comporta alcun raffreddamento adiabatico come invece la soluzione con acqua. Allora non ha difetti? È l'ideale? Per l'igene si, per le tasche no. L'elettricità che viene utilizzata per produrre il vapore dall'acqua liquida va pagata (purtroppo).

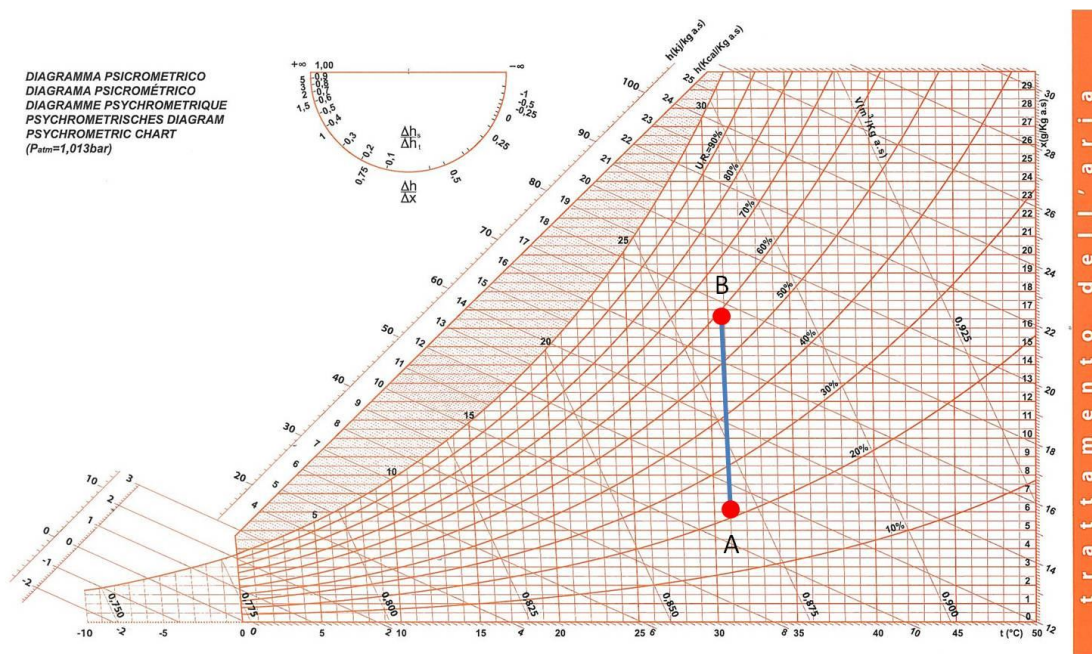



Figura 59 - Umidificazione a vapore (dal punto A al punto B)

4.3 Componenti per la distribuzione

I canali dell'aria, anche detti canalizzazioni aerauliuche, sono la parte degli impianti di ventilazione, climatizzazione e condizionamento deputata al trasporto e alla distribuzione dell'aria preventivamente trattata in una c.t.a.

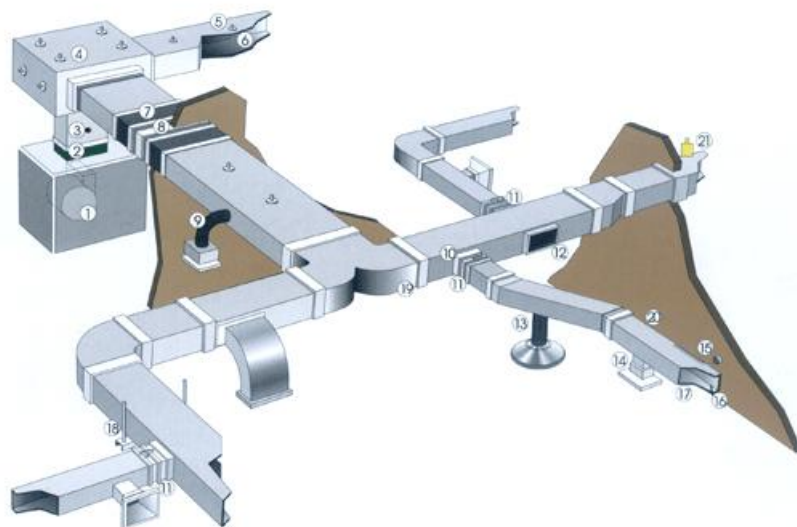



Figura 60 - Una distribuzione aeraulica

Qui di seguito ti propongo alcune delle tipologie di canalizzazione più diffuse.

4.3.1 Canali in lamiera zincata

I canali dell'aria maggiormente installati sono senz'altro quelli in lamiera zincata, ovvero lastre di acciaio su cui è stato posato un sottile strato di zinco con la specifica funzione di proteggere la lamiera stessa dall'ossidazione e dalla corrosione.

Figura 61 - Un esempio di installazione realizzata con canali in lamiera

Le canalizzazioni possono essere realizzate in diverse forme anche se la più utilizzata è quella rettangolare. In ogni caso, essendo la lamiera facilmente tagliata e modellata per creare ulteriori sagome ove necessario.
Molte importanti nella realizzazione di distribuzioni aerauliche sono i così detti *pezzi speciali,* ovvero accessori di montaggio che permettono cambi di direzione (i pezzi in questo caso sono proprio detti *curve*) o la suddivisione del flusso. Per esempio, una derivazione a due vie consente di dividere il flusso di aria in due diramazioni distinte.
Si solito le canalizzazioni aerauliche in lamiera sono rivestite con un isolante (tipicamente un materassino di lana di vetro). Ciò viene fatto sia al fine di ridurre le perdite di calore sia per evitare che l'umidità presente nell'aria esterna al canale possa condensare sulla superficie del canale stesso quando al suo interno scorre aria fredda..

4.3.2 Canali in alluminio pre-isolato

Un'alternativa ai canali in lamiera zincata è offerta dai così detti canali pre-isolati. Sono questi canali costruiti utilizzando pannelli sandwich costituiti da un componente isolante (di norma poliuretano espanso rigido) rivestito su entrambi i lati con lamine di alluminio.

Figura 62 - Canali pre-isolati

Fra i vantaggi che offre questo sistema la semplicità di trasporto e di montaggio data la leggerezza del prodotto, nonché la facilità con cui si riesce realizzare i pezzi speciali sia in fabbrica ma anche, e soprattutto, sul cantiere.
Uno svantaggio invece è determinato dalla loro fragilità: basta un colpo neanche troppo forte per romperlo passando da parte a parte del pannello.

4.3.3 Canali in fibra tessile

Le canalizzazioni in fibra tessile sono realizzazioni in tessuto avente numerossissimi fori appositamente studiati per garantire una buona distribuzione ed evitare stratificazioni. Per le loro caratteristiche costruttive si prestano a essere percorsi da aria a bassa velocità ciò che comporta un minimo impatto acustico.
Le canalizzazioni in fibra tessile, o anche dette in tessuto, si possono classificare in due sotto insiemi: canali circolari e canali semicircolari.
I canali circolari, detti così perché quando sono percorsi dall'aria assumono forma circolare, sono perlopiù consigliati per l'installazione in ambienti voluminosi quali piscine o centri commerciali.
Hanno il vantaggio di essere convenienti da un punto di vista economico e semplici da installare. Hanno anche però un piccolo difettuccio: quando non ci passa l'aria dentro si "sgonfiano" risultando bruttini.

Figura 63 - Canalizzazione aria realizzata in tessuto

I canali semicircolari si distinguono da quelli circolari per il fatto che questi mantengono la loro forma anche quando non vi scorre l'aria dentro. Per tale caratteristica sono consigliati negli ambienti dove il fattore estetico giochi un ruolo importante.

4.4 Componenti per la diffusione

Che cosa è una bocchetta? Che cosa è un diffusore? La bocchetta e il diffusore sono l'anello di congiunzione tra l'impianto e l'ambiente da climatizzare e pertanto non sono un puro e semplice elemento decorativo, non sono un elemento per "tappare" un buco e non rappresentano nemmeno un componente di cui proprio non si può fare a meno e che quindi è meglio relegare in posti poco visibili se non nascosti del tutto.
La bocchetta e il diffusore hanno invece importante compito di distribuire l'aria in ambiente nel modo migliore possibile, evitando al contempo la presenza di zone "morte" ed effetti di stratificazione.
Per ciò che riguarda la distribuzione dell'aria è pratica comune suddividere l'argomento in tre tipologie distinte: distribuzione da parete, da soffitto e da pavimento.

4.4.1 La zona di soggiorno

In ambito europeo è generalmente accettata la definizione data dalle norme DIN che indica la zona di soggiorno come quella zona compresa tra un'altezza di 1,8 metri dal pavimento e una distanza di 150 mm dalle pareti laterali.

4.4.2 Distribuzione da parete

BOCCHETTE

"Regina" incontrastata di questa categoria è senz'altro la bocchetta, storicamente il primo apparecchio usato per la diffusione dell'aria.

Figura 64 - Bocchetta ad alette orizzontali

È questo un apparecchio che per funzionare in modo opportuno ha bisogno di sfruttare il così detto *effetto Coanda,* ovvero quello per cui un getto di fluido tende a essere attirato da una superfice solida. Venne scoperto quasi per caso cento anni or sono da un ingegnere

rumeno che stava costruendo un aeroplano davvero innovativo per l'epoca: Henri *Coandă* era il suo nome. Questo aereo, al posto dell'elica, aveva un compressore conico. Questo aereo avrebbe pure volato, ma le fiamme degli scarichi del motore rischiavano di bruciare tutto, perche lambivano la fusoliera invece di sfuggire all'esterno.

L'effetto Coanda è il motivo che induce a posizionare le bocchette nelle immediate vicinanze di un soffitto o di un controsoffitto.

Un'installazione diversa, diversa dal soffitto, provoca un andamento completamente diverso del lancio e cioè una sua rapida risalita con aria calda o una sua rapida discesa con aria fredda (ricorda infatti che l'aria calda tende a "salire" mentre quella fredda tende a "scendere").

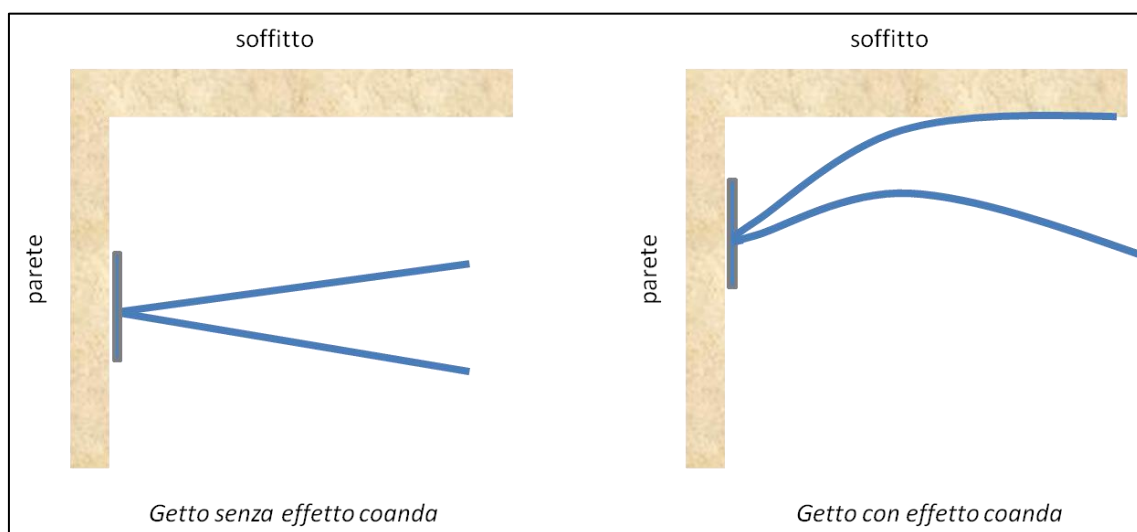



Figura 65 - Effetto Coanda

I criteri per un corretto dimensionamento di una bocchetta indicano una massima distanza di installazione di 30 centimetri dal soffitto e una velocità effettiva del lancio maggiore di 2 m/s.

Con velocità minori e ΔT negativi (aria in mandata più fredda di quella ambiente dove essa viene immessa) prove di laboratorio hanno mostrato il distacco prematuro dei filetti fluidi dell'aria e quindi cadute del lancio.

DIFFUSORI PER LUNGHE GITTATE

Sodo detti anche “ugelli” e rappresentano la soluzione di “riserva” quando in ambienti di gradi dimensioni quali cinema, teatri, palazzetti dello sport o centri congressuali, il lancio da parete con bocchette (ma anche dall’alto oppure dal basso con diffusori), non è consentito a causa di vincoli architettonici o impiantistici.

Figura 66 - Diffusore a ugello

Generalmente questi diffusori devono essere predisposti sia per riscaldamento che per condizionamento. È una pia illusione credere che questo tipo di diffusore possa essere utilmente previsto per entrambi i funzionamenti (riscaldamento e raffreddamento) senza un'opportuna motorizzazione che vari la sua inclinazione di lancio. Con la motorizzazione è inoltre possibile ottenere:

- un riscaldamento veloce dell'ambiente (prima dell'affluire degli occupanti) indirizzando verso il basso il lancio degli ugelli e utilizzando la massima portata consentita dall'impianto (le velocità finali non interessano non essendoci occupanti) con notevole risparmio energetico. A regime si passerà a una fase di mantenimento con piccolo ΔT positivo o nullo e lancio quasi isotermo;
- un raffreddamento veloce dell'ambiente (prima dell'affluire degli occupanti) indirizzando ancora verso il basso il lancio con la massima portata e il massimo ΔT negativo, realizzando ancora un sensibile risparmio energetico, salvo riportare la direzione del lancio verso l'alto una volta raggiunta la temperatura ambiente desiderata.

É chiaro tuttavia chele velocità finali teoriche sono grandemente influenzate dalla presenza di correnti convettive che si stabiliscono in ambiente e che non sono determinabili a priori. In pratica è stato dimostrato come non sia sempre possibile ottenere un buon comfort con questo sistema, il quale risulta tuttavia ancora valido se si considera il fatto che la sua utilizzazione, nella maggior parte dei casi, è una soluzione di compromesso.

Figura 67 - Esempio di installazione di ugelli

Un aspetto negativo di questo tipo di diffusione è il suo livello di rumorosità, relativamente elevato. Dopo aver effettuato la scelta in base ai dati aeraulici occorre porre molta attenzione al controllo del livello sonoro, in quanto i dati riportati nella maggioranza dei diagrammi forniti dai costruttori si riferiscono alla situazione particolarmente vantaggiosa e in pratica poco realizzata di pura distribuzione assiale. Da qui la credenza e la consuetudine di considerare gli ugelli un apparecchio a basso valore di rumorosità. Nella realtà la situazione è completamente diversa. Infatti nella maggioranza dei casi l'asse degli ugelli risulta perpendicolare alla direzione dell'aria del canale. Inoltre, il livello sonoro varia in funzione della velocità del canale. É quindi sbagliato tenere velocità troppo elevate nel canale principale con ugelli posti perpendicolarmente.

4.4.3 Distribuzione da soffitto

A questa categoria di distribuzione appartengono quattro tipi di diffusori: i diffusori a coni fissi (quadrati o circolari), i diffusori lineari, i diffusori a effetto elicoidale e i diffusori per grandi altezze (perlopiù maggiori di quattro metri).

DIFFUSORI A CONI FISSI QUADRATI, RETTANGOLARI, ROTONDI

Sono apparsi sul mercato dopo le bocchette e rispetto a queste consentono in linea generale una migliore miscelazione e quindi una migliore distribuzione. Necessitano però di un montaggio in un controsoffitto chiuso e quindi il costo dell'impianto risulta maggiore.

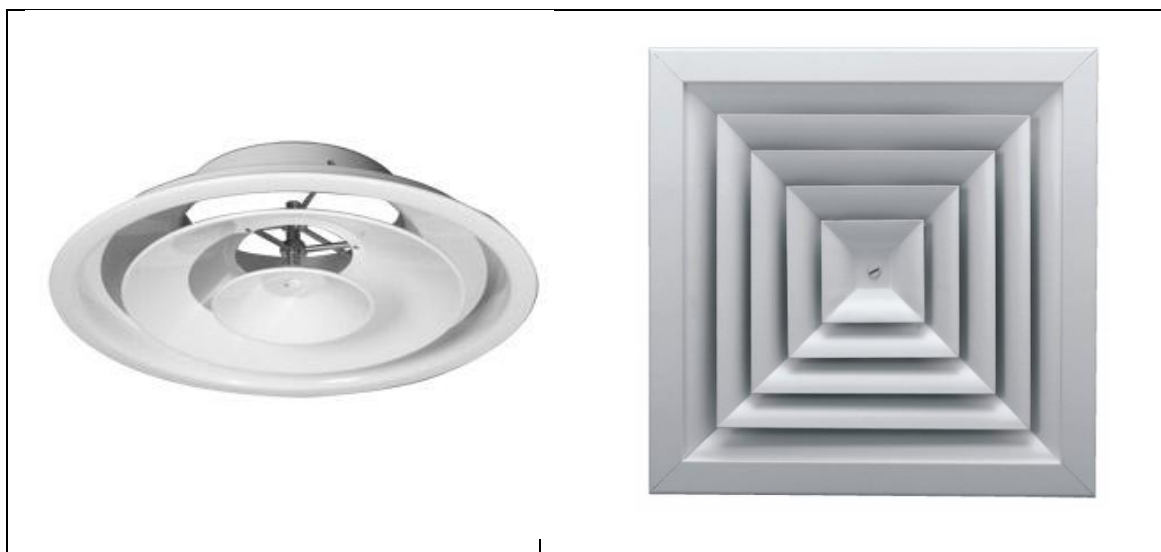



Figura 68 - Diffusori a coni fissi circolari e quadrati

Un commento particolare meritano i *diffusori a coni regolabili*. L'idea era di proporre una apparecchio con cui potersi facilmente adattare alle diverse necessità di lancio: orizzontale in fase di raffreddamento, verticale in fase di riscaldamento. Rimaneva aperto il problema delle stagioni intermedie (mandata isotermica o con delta t molto bassi e spesso con passaggi nel corso del giorno da ΔT positivi a ΔT negativi). La consuetudine ha portato ad asserire che posizionando i coni in posizioni intermedia si possa trovare un buon compromesso. Ciò è completamente falso! Dimostrazioni teoriche e pratiche, per esempio con fumogeni, mettano bene in evidenza che, al variare della posizione dei coni, il lancio rimane orizzontale con effetto soffitto e poi di colpo passa a verticale. La possibilità di lanci variamente inclinati risulta pertanto con questi tipi di diffusori irrealizzabile. Questo tipo di diffusore presenta anche un notevole inconveniente. Escluso il posizionamento intermedio per quanto sopraddetto, per un funzionamento corretto occorre modificare, in genere manualmente, la posizione dei coni. E' evidente che quest'operazione risulta ancora possibile e relativamente poco impegnativa, se i diffusori sono montati ad un'altezza dal piano di calpestio di non più di 4 m; risulta invece problematica nel caso di altezze superiori. In conclusione, per altezze fino a 4 m i normali diffusori a coni fissi e soprattutto i diffusori ad effetto radiale consento l'ottenimento di un buon comfort sia in regime estivo che invernale. Per altezze superiori, i diffusori radiali ad alette mobili motorizzate risolvono in maniera eccellente sia il problema termodinamico che il problema manutentivo.

DIFFUSORI LINEARI

Sviluppatisi negli Stati Uniti come soluzione architettonicamente ottimale per i controsoffitti a doghe, sono stati ben accolti in Europa, dove hanno avuto un grande successo.

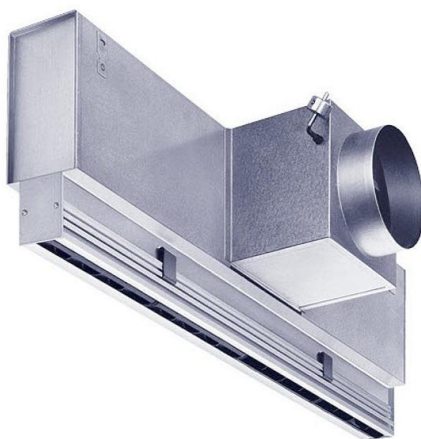



Figura 69 - Diffusore lineare a una feritoia

Rispetto ai diffusori quadrati e rotondi permettono un lancio in una o in due direzioni, perpendicolari alla posizione del diffusore. Anche per questa serie di diffusori si è pensato di mettere a disposizione tutti i vantaggi del lancio orizzontale alternato ed inclinato, di cui si è già parlato precedentemente. In questo caso l'integrazione tra controsoffitto e diffusore è perfetta: il design del controsoffitto non solo non è interrotto ma non risulta in nessun modo variato, in quanto i diffusori risultano praticamente "invisibili".

Figura 70 - Esempio di installazione di un diffusore lineare a tre feritoie

DIFFUSORI AD EFFETTO RADIALE

Questo tipo di diffusore è stato studiato per ottenere un effetto Coanda con un moto rotatorio e quindi permettere il raggiungimento di tre scopi:

- Elevato effetto induttivo dovuto al fatto che la suddivisione del lancio principale in tanti lanci, aventi orientamenti diversi rispetto al lancio tipico, unidirezionale e compatto, moltiplica l'effetto di trascinamento e di induzione;

- Rapida diminuzione della differenza di temperatura tra aria di mandata e ambiente dovuta alla migliore miscelazione con l'aria ambiente;
- Rapida diminuzione delle velocità di lancio dovuta alla migliore miscelazione con l'aria ambiente causata dal moto di tipo radiale di uscita dell'aria dal diffusore.

In altre parole, a parità di portata e di lancio, con diffusori ad effetto radiale si ottengono velocità finali e differenze di temperatura sensibilmente più ridotte e quindi si migliorano le condizioni di comfort.

Figura 71 - Diffusore elicoidale con camera di raccordo

Per le loro caratteristiche e per il piacevole design, i diffusori ad effetto radiale stanno ottenendo finalmente anche in Italia un notevole successo, venendo sempre più impiegati negli impianti a tutt'aria, per esempio in *open space*, laboratori, sale riunioni, mense, cucine, ed accoppiati a cassonetti con filtri assoluti, per sale operatorie. I risultati pratici sono così buoni che si nota un aumento del loro utilizzo anche come diffusori per aria primaria. Questi diffusori vengono quasi sempre forniti come *camera di raccordo*. Questa non è un semplice plenum ma contiene tutti gli elementi quali deviatori di flusso e lamiere forate equilibratrici che garantiscono una perfetta distribuzione all'interno del diffusore e quindi il loro corretto funzionamento, sia con attacco superiore per immissione dell'aria dall'alto in senso verticale che con attacco laterale per immissione dell'aria tramite stacchi dal canale principale. Viene soprattutto evitato quel fenomeno di ripresa di una parte del diffusore che, oltre a non garantire una corretta distribuzione, fa apparire quegli

sgradevoli aloni neri sulle alette e nelle immediate vicinanze dei diffusori, dovuti ad impurità e soprattutto a fumo indebitamente ripreso dal diffusore.

Figura 72 - Esempio di installazione di diffusori elicoidali

DIFFUSORI PER GRANDI ALTEZZE

Si usa definire in questo modo i diffusori che possono essere montati in ambienti con altezze minime di 4 m e massime intorno ai 20-25 m e che sono adatti sia per il riscaldamento che condizionamento estivo. Soprattutto il riscaldamento di grandi ambienti quali capannoni industriali, hangar, aeroporti, palazzetti dello sport, fiere, sale congressi, cinema e teatri è sempre stato problematico. I normali diffusori a soffitto a coni fissi non sono impiegabili; quelli a coni mobili tramite servomotore consentono solo due direzioni di lancio (verticale/orizzontale); i generatori d'aria calda sono un palliativo per piccoli ambienti e comunque con consumi enormi rispetto al risultato ottenibile (basti pensare che l'aria all'uscita del generatore ha un temperatura di 55÷60°C e quindi ben difficilmente penetra nella zona di soggiorno). Si sono dovuti quindi studiare diffusori particolari, che potessero garantire un lancio in tutte le direzioni comprese tra la verticale e l'orizzontale, in modo da soddisfare non solo le esigenze di tutto caldo e tutto freddo, ma anche quelle relative alle stagioni intermedie e quelle variabili tra lancio caldo, isotermico

o freddo che si possono presentare durante la giornata lavorativa in funzione della variabilità dei carichi interni, dell'esposizione, del grado di insolazione.

Figura 73 - Diffusore per grandi altezze con camera di raccordo

Quasi tutti i diffusori di questo tipo si affidano a un moto vorticoso radiale per ottenere le maggiori penetrazioni possibili fase di riscaldamento e la massima induzione in fase di ventilazione o condizionamento. Per ottenere le varie inclinazioni del lancio, e cioè il passaggio da tutto verticale a tutto orizzontale, si sfrutta la *geometria variabile*, ovvero la possibilità di variare, in modo automatico a mezzo di opportuni servomotori, l'angolazione o la disposizione delle alette (vedi figura).

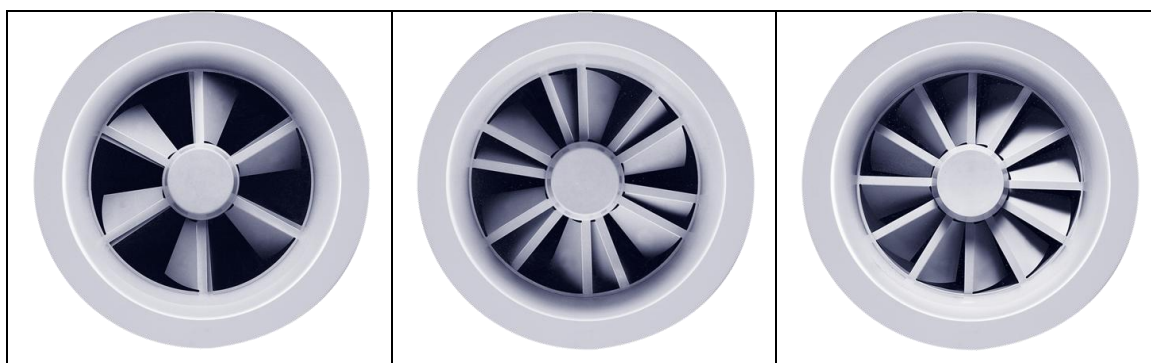



Figura 74 - Esempio di geometria variabile

Figura 75 - Esempio di installazione di un diffusore per grandi altezze

4.4.4 Distribuzione da pavimento

Sono stati sviluppati in base alle esperienze negative, relativamente alla distribuzione dell'aria, derivanti dall'impiego di bocchette a pavimento normalmente impiegate nei centri di elaborazione dati (CED). In questi tipi di impianti, normalmente non sorvegliati, la diffusione da pavimento serviva esclusivamente per il raffreddamento di macchine e quindi la velocità dell'aria ed il delta t non erano considerati parametri importanti. Nel caso invece di CED con presenza continuativa o anche solamente saltuaria di operatori, questo stato di cose non è più accettabile. L'avvento poi dell'informatica distribuita in uffici, banche, assicurazioni, con largo impiego di pavimenti galleggianti ha imposto lo sviluppo di diffusori più adatti allo scopo. Partendo dalla possibilità di sfruttare il pavimento galleggiante come plenum di distribuzione, di abolire la controsoffittatura, di prevedere la ripresa dall'altro (per es. attraverso i corpi illuminanti) la ricerca si è indirizzata verso un diffusore che favorendo i moti convettivi naturali, potesse assicurare velocità finali e delta t accettabili con una attività sedentaria o con permanenze continue. La figura seguente mostra un tipo di diffusore a pavimento con i suoi componenti ed in

particolare con il distributore elicoidale che permette un rapido abbattimento della velocità di lancio e del ΔT.

Figura 76 - Diffusore a pavimento

É evidente che con la distribuzione da pavimento quanto accade sopra la zona di soggiorno (1,8 m dal pavimento) non è più interessante. Questo ci porta ad osservare che la zona da condizionare non è più pari all'intera cubatura dell'ambiente bensì è limitata al volume dato dalla superficie in pianta del locale per l'altezza utile (1,8 m appunto), volume sensibilmente ridotto (dal 30 al 50% in meno) rispetto al volume totale.
Ciò significa minori portate in gioco, con notevole conseguente risparmio energetico.
Per gli indubbi risultati di comfort e di risparmio energetico si consiglia questo tipo di distribuzione nel caso che la soluzione architettonica e le esigenze impiantistiche impongano l'impiego di pavimenti galleggianti.

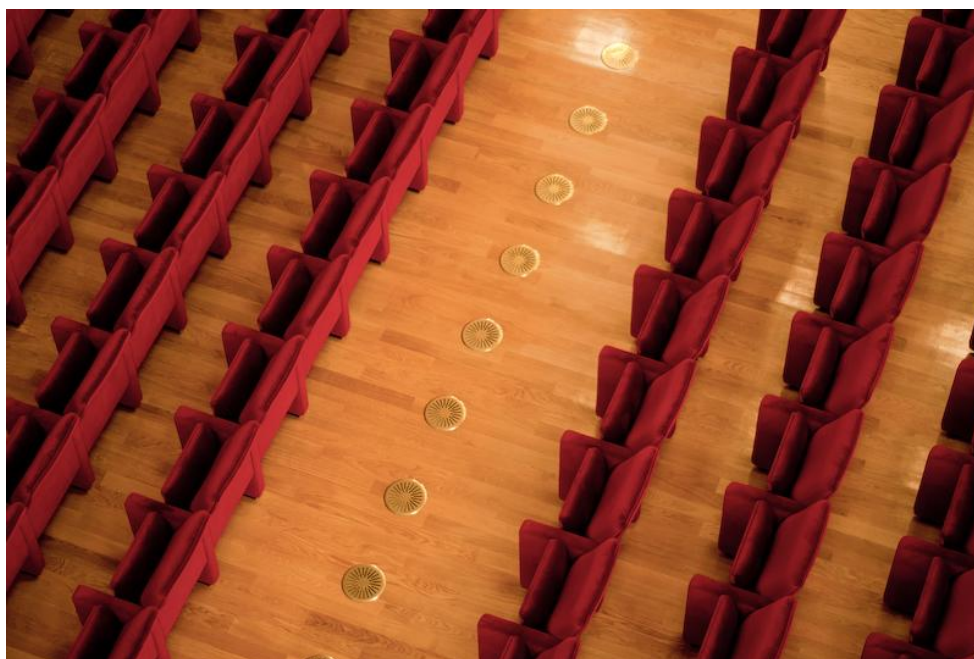



Figura 77 - Esempio di installazione di diffusori a pavimento

CAPITOLO 5 - LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI

5.1 Specifiche di progetto

Quando si approccia a una nuova progettazione tre sono le cose che devi assolutamente avere a disposizione. La prima cosa da avere sono senz'altro i *disegni architettonici* dell'edificio o dei locali per cui sta studiando l'impianto e i *dati di progetto* (dette anche dagli ingegneri *condizioni al contorno*).
I disegni che ci interessano sono le planimetrie,lesezioni eiprospetti dell'edificio tutti corredati degli orientamenti, della composizione e delle caratteristiche delle strutture al fine di valutare il comportamento termico della struttura (stratigrafie). Sugli elaborati grafici devono essere inoltre individuati gli spazi e i locali disponibili per accogliere le apparecchiature costituenti l'impianto di climatizzazione e idro-termo-sanitario nonché i percorsi, orizzontali e verticali, che tubazioni dell'acqua e canalizzazioni dell'aria potranno seguire nella distribuzione.

	So che può sembrare una cosa assurda ma quando stai per iniziare una nuova progettazione impiantistica accertati di lavorare sulle ultime versione dei disegni architettonici. Capita molto spesso infatti di lavorare su tavole "vecchie": un giorno c'è una stanza dove avevi pensato di installarci un radiatore e il giorno dopo non c'è più!

I dati di progetto invece vanno dai dati geografici e termoigrometrici esterni della zona in oggetto, ai coefficienti di trasmittanza termica dei singoli componenti la struttura edilizia, gli affollamenti negli ambienti, la potenza elettrica installata per l'illuminazione nonché i valori delle variabili interne ai locali condizionate (temperatura e umidità relativa).
L'altra cosa da sapere assolutamente prima di metter penna su un foglio (o pixel sul video) sono le destinazioni d'uso, ovvero a che cosa servono questi ambienti per i quali mi sto scervellando per trovare una soluzione impiantistica ottimale? Questa è un'informazione basilare perché a seconda degli utilizzi dei locali cambiano anche le loro necessità climatiche. Diffida di quelli che vengono chiamati "*spazi polifunzionali*".
Chiamasi "spazio polifunzionale" un locale del quale non si ha la minima idea di cosa farci o cosa ne verrà fuori. Se non sai a cosa serve come fai a sapere quali saranno le sue

esigenze? Diffida come la peste di questi trovate dialettiche: informati, chiedi, rompi le scatole a qualcuno fino a che non ti viene detto a che cosa (molto probabilmente) servirà.
La terza e ultima cosa a cui non si può rinunciare prima di una progettazione impiantistica è conoscere chi siano i tuoi "compagni di viaggio". Per compagni di viaggio intendo le persona che a vario titolo hanno a che fare col progetto: il committente, il responsabile dell'intera opera edilizia[10], il progettista architettonico, il progettista strutturale, il progettista degli impianti elettrici, il responsabile della sicurezza in fase di progettazione, la ditta installatrice (se già è stata individuata), e così via.

	Tutte queste figure potranno essere persone che già conosci oppure che non hai mai visto in vita tua, colleghi architetti o ingegneri, periti industriali o geometri. Non fa differenza: tu cerca di avere buoni rapporti con tutti perché un buon progetto (e poi una buona realizzazione) nasce già in questa fase. E poi considera anche un'altra cosa: in un mondo così piccolo è facile ricontrarsi su un altro lavoro. Se ti sei comportato onestamente e con professionalità la gente se lo ricorderà e in qualche modo te ne renderà merito.

5.2 Calcolo dei carichi termici

Prendo qui, per semplicità di trattazione l'approccio a un progetto di un impianto di climatizzazione. Sii consapevole del fatto però che molte delle cose che leggerai sono valide per gli impianti meccanici in genere.

5.2.1 Concetti introduttivi

Si definisce **carico termico** di un ambiente la quantità di calore che deve essere sottratta (nel caso di condizionamento estivo) o fornita (nel caso di riscaldamento invernale) a un determinato locale per mantenerlo alle condizioni termoigrometriche stabilite.

[10] In ambito di appalti pubblici questa figura si chiama RUP, Responsabile Unico del Procedimento.

La corretta valutazione dei carichi termici rappresenta l'elemento fondamentale da utilizzare nella definizione di un impianto di climatizzazione: le variabili in gioco nel calcolo del carico termico sono tante e tali da richiedere l'applicazione di complessi procedimenti analitici, in parte suggeriti e in parte imposti dalle norme in vigore (UNI-TS 11300).

Questi procedimenti ci permettono però di:

- determinare esattamente il carico di riscaldamento e quello di raffreddamento;
- individuare opportuni accorgimenti per ridurre i carichi e quindi le potenze da installare;
- scegliere le apparecchiature impiantistiche più adeguate per soddisfare le esigenze climatiche e igenico-sanitarie.

Accade spesso che per motivi di mancanza di tempo o di importanza d'impianto, si ricorra a valutazioni dei carichi con metodi semplificati. Nella letteratura di settore sono illustrati parecchi di questi metodi.

Non credi siano abbastanza semplici? Vuoi proprio conoscere tutti i trucchi del mestiere vero? Va' beh, ti dirò allora che ce ne uno ancora più semplice, da utilizzarsi però solo per fare una stima assolutamente sommaria di quanto potenza termica (o frigorifera) occorra. Questo sistema vale più o meno per gli edifici civili del centro Italia e suggerisce di considerare 20÷25 W/m^3 e 25÷30 W/m^3 a seconda che tu voglia stare un po' più "stetto" o un po' più "largo". La potenza termica o frigorifera da installare nel locale si ottiene moltiplicando quei valori (segreti) che ti ho detto per la volumetria del locale stesso.

Ma cerchiamo di essere un po' più scientifici e considerare tutti gli aspetti che concorrono al dimensionamento di un impianto di climatizzazione.

Il carico termico definito all'inizio del paragrafo precedente, in effetti è determinato da una somma di carichi che differiscono tra di loro sia per la diversa natura ed origine sia per l'entità quantitativa con la quale vanno a formare il carico termico globale.

Altra classificazione dei carichi è la seguente:

- **Carichi termici esterni**: influenzano l'ambiente dall'esterno e comprendono:
    - carico di trasmissione: può essere positivo o negativo secondo la stagione;
    - carico termico di radiazione solare: è sempre positivo in ogni stagione;
    - carico termico di ventilazione o infiltrazione: può essere positivo o negativo secondo la stagione.
- **Carichi termici interni**: hanno origine all'interno dell'ambiente, sono pertanto sempre positivi e comprendono:
    - carico di affollamento (presenza di persone)

- carico di illuminazione
- carico dovuto a presenza di apparecchiature elettriche e di altre fonti di calore (fornelli, vapore ecc.)

5.2.2 Stima dei carichi termici di trasmissione

È il calore che fluisce attraverso le pareti e le altre strutture per effetto della differenza di temperatura fra esterno e interno dell'ambiente climatizzato. Esso dipende sia dallo spessore della struttura, sia dalla natura del materiale che la costituisce nonché dalla differenza di temperatura esistente tra i suoi estremi.
Poiché le strutture che limitano un ambiente sono di diverso tipo (vetri, pareti, soffitto ecc.) sarà necessario calcolare il carico di trasmissione per ognuna di esse e sommare poi i singoli contributi per ottenere il carico di trasmissione complessivo.
É dunque evidente che per ridurre il carico di trasmissione di un edificio si dovrà operare in fase di progettazione e di costruzione, lavorando molto sia sui materiali che sulle geometrie.

5.2.3 Stima dei carichi termici per radiazione

É quello dovuto alla radiazione solare. Influenza l'ambiente in due modi: direttamente, attraverso le superfici vetrate, oppure indirettamente, attraverso le pareti esterne. Nel primo caso il carico penetra in ambiente nel momento stesso in cui c'è radiazione. Nel secondo invece caso la radiazione solare provoca il surriscaldamento della superficie esterna della parete a cui segue un flusso di calore verso l'ambiente interno. Tale flusso però vi giunge con un notevole ritardo (anche di ore) rispetto al momento in cui la radiazione ha provocato i suoi effetti.
É per questo motivo, che dopo giornate particolarmente soleggiate e calde, alcune pareti perimetrali presentando la superficie interna sensibilmente calda anche durante la sera creano condizioni di disagio e il bisogno conseguente di condizionare gli ambienti anche durante le ore notturne.
Il fenomeno descritto diventa particolarmente pesante in presenza di tetti piani scarsamente isolati, le cui temperature superficiali possono raggiungere valori di 20°C superiori alla temperatura dell'aria.
La radiazione solare su vetrate e superfici dipende inoltre dall'esposizione della parete, quindi dall'altezza del sole sull'orizzonte e dalla stagione. Per questo motivo, per esempio, la massima radiazione sulle pareti esposte a sud, non si ha in piena estate, bensì d'inverno e nelle stagioni intermedie.

La presenza infine di schermi, tendaggi, alberature e ombre derivanti da edifici vicini e più alti complica il calcolo esatto della radiazione solare anche se, complessivamente, comporta un notevole contributo alla riduzione del suo valore assoluto.
Il carico termico di radiazione è sempre positivo in quanto è una quantità di calore che “entra” nell’ambiente da condizionare. Ciò ovviamente lo rende una cosa desiderabile in inverno e meno in estate.

5.2.4 Stima dei carichi termici per ricambio d’aria

Una delle funzioni di un impianto di condizionamento è di assicurare all’ambiente una sufficiente ventilazione in modo da avere sempre aria pulita: ciò si ottiene introducendo aria esterna ed espellendo quella viziata da odori e fumi nonché povera di ossigeno.
L’aria esterna può pervenire in ambiente per infiltrazione naturale attraverso i serramenti oppure tramite un apposito sistema di immissione forzata (le famose u.t.a.).
Nel primo caso la massa d’aria entrante è di modesta entità; può variare da 0,5 volumi/ora a un volume/ora e dipende essenzialmente dalla tenuta dei serramenti e dall’uso dell’ambiente (civile abitazione, ospedale, scuola, negozio, centro commerciale, ecc.).
Nel secondo caso ci troviamo di fronte ad impianti di ventilazione meccanica nei quali la quantità d’aria immessa può essere rigorosamente controllata. Quando la quantità di quest’aria è modesta, di norma si mantiene il locale in leggera sovrappressione lasciando che l’aria viziata esca attraverso la tenuta di porte e finestre. Se invece la portata di rinnovo è elevata, si provvede ad installare un apposito ventilatore ad espulsione adeguatamente dimensionato. In questo caso il ventilatore della centrale di trattamento sarà predisposto per trattare una quantità d’aria pari alla somma dell’aria di ricircolo e dell’aria di rinnovo.
In ogni caso, qualunque sia il modo in cui l’aria esterna pervenga in ambiente, essa costituisce sempre un carico termico (positivo in estate, negativo in inverno), dato che la sua temperatura e la sua umidità avranno valori quasi certamente diversi rispetto a quelli ambientali. Questo carico aggiuntivo, infiltrato o volutamente immesso, dovrà comunque essere compensato: l’aria esterna infatti sarà raffreddata e deumidificata d’estate e riscaldata e umidificata d’inverno. Il tutto a fronte di una certa “spesa energetica” da sostenere.
La quantità di calore da togliere o fornire per portare l’aria di rinnovo dalla temperatura esterna a quella interna si chiama *calore sensibile* (Q_s). Quella da togliere o fornire per modificarne l’umidità relativa si chiama *calore latente* (Q_l). La somma del calore sensibile e di quello latente si chiama *calore totale* (Q).

5.2.5 Stima dei carichi termici per l'affollamento

Il carico di affollamento è il carico dovuto alla presenza di persone e anch'esso è sempre positivo. Il corpo umano infatti, attraverso i fenomeni di metabolismo, produce continuamente una certa quantità di calore sia di natura sensibile che latente.
Lo scambio termico, determinato dalla più elevata temperatura del corpo stesso rispetto all'ambiente, definisce il calore sensibile. I fenomeni di traspirazione della pelle e di respirazione determinano invece il calore latente.
Il processo naturale di termoregolazione del corpo umano tende a mantenere costante la temperatura corporea smaltendo all'esterno il calore prodotto sia per convezione (calore sensibile) sia per evaporazione di acqua sull'epidermide (calore latente).
Naturalmente la quantità di calore emessa dal corpo varia sia in funzione del tipo di attività svolta che delle condizioni termo igrometriche ambientali.

5.2.6 Stima dei carichi termici per l'illuminazione

L'illuminazione degli ambienti mediante lampade costituisce una fonte interna di carico termico. Esso dipende esclusivamente dalla potenza dalle apparecchiature di illuminazione installate e viene calcolato, per le lampade a incandescenza, moltiplicando la potenza in watt delle lampade stesse per il coefficiente 0,86 costituente l'equivalente termico del watt.
È il caso di ricordare che se il carico di illuminazione assume per certe applicazioni un'importanza trascurabile (impianti residenziali), per certi impianti commerciali esso deve essere accuratamente determinato. Mi riferisco soprattutto a negozi di un certo prestigio e a grandi magazzini dove, particolari esigenze architettoniche e commerciali, impongono l'uso di faretti a incandescenza che, se da un lato creano effetti luminosi piacevoli, dall'altro costituiscono una considerevole fonte di calore.

5.3 Scelta e schematizzazione della soluzione impiantistica

La soluzione impiantistica, molto spesso condizionata dall'architettura dell'edificio oltre a vincoli di vario tipo che in un modo o nell'altro rendono la scelta tecnica molto impegnativa, è forse la fase più delicata e impegnativa di tutto l'iter progettuale. Contrariamente al calcolo dei carichi termici che viene effettuato con metodi matematici e spesso con l'ausilio di programmi di calcolo appositamente predisposti, nella scelta dell'impianto il progettista ci deve metter parecchio "del suo", e quando dico del suo intendo espressamente preparazione, fantasia ed esperienza (se ne ha).

Poiché un impianto meccanico, come abbiamo visto in precedenza, è sostanzialmente un sistema energetico costituito da tre parti fondamentali (produzione, distribuzione ed emissione energetica), la scelta della tipologia impiantistica dovrà tener in debito conto di ciascuna di queste parti. Ad esempio, per un impianto di riscaldamento si potrà scegliere di realizzare la produzione del calore con una caldaia, la rete di distribuzione con collettori e tubi di rame e l'emissione con radiatori in acciaio.
A questo punto, per procedere al dimensionamento delle varie parti costituenti l'impianto, è necessario prima di tutto aver pensato e realizzato lo **schema di distribuzione degli impianti**. Per fare ciò hai bisogno di avere i disegni delle piante e delle sezioni dei locali oggetto dell'opera e segnare, anche a mano (almeno in una prima fase), i percorsi delle tubazioni o dei canali.
Poni attenzione al fatto che in questa fase non conosci ancora quali siano i diametri delle tubazioni oppure le dimensioni dei canali dell'aria. Poiché quasi sicuramente questo aspetto ti creerà dei problemi dovuti essenzialmente al poco spazio disponibile, pensa sin d'ora alla miglior soluzione "in ottica futura": cerca di eliminare tutte quelle conflittualità che, in qualche modo, possono condizionare la realizzazione pratica.
Realizzato lo schema (o gli schemi) di distribuzione degli impianti si può procedere alla schematizzazione delle altre parti impiantistiche prime tra le quali ci sono i così detti **schemi funzionali**. Questi elaborati grafici, anche fatti a mano (almeno in questa fase) e non necessariamente realizzati in scala, hanno lo scopo di presentare l'impianto nel suo insieme: elementi per la produzione di energia termica, elementi per la distribuzione ed elementi per l'emissione. Tutti inseriti in uno o più schemi funzionali che in qualche modo li riguardano. Ci potrà essere per esempio lo *schema funzionale di centrale termica* che rappresenterà tutto ciò che sarà inserito nella centrale stessa: la caldaia, le pompe, le tubazioni e tutti gli accessori utili al funzionamento di tale parte d'impianto.
Altri schemi funzionali di grande interesse possono essere lo *schema funzionale di regolazione automatica* o gli *schemi funzionali di distribuzione.* Questi ultimi sono schemi che riguardano la distribuzione dell'impianto di climatizzazione, di ventilazione o idro-termo-sanitario ma non sono eseguiti in scala sulle planimetrie (spesso estese o dispersive). Sono invece una raffigurazione sintetica dei vari impianti da cui si evince velocemente gli apparecchi da installare e i diametri in gioco.

5.4 Dimensionamento degli impianti

A questo punto hai in testa e su carta quasi tutto il tuoi impianto: schemi di distribuzione e schemi funzionali. Forse ti manca ancora delle piante in cui disegnerai il posizionamento e

gli ingombri delle macchine (compresi i famosi spazi di rispetto per la manutenzione) oppure degli schemi in cui indicherai una particolare installazione, però ancora non li puoi disegnare perché prima devi conoscere potenze e diametri in gioco di tutto ciò che hai disegnato. Solo quando avrai deciso queste caratteristiche basilari potrai designare univocamente ogni componente. Individuato quello che fa al caso tuo potrai trovare in seguito tutte le altre informazione che ti possono interessare (pesi, dimensioni geometriche,…).

In questa fase infatti si dimensiona praticamente tutto: gruppi termici, gruppi frigoriferi, pompe di calore, radiatori, ventilconvettori, centrali di trattamento aria tubazioni, canali nonché pompe e valvolame. Il dimensionamento, che poi conduce alla selezione dei prodotti dovrà, ovviamente, tener conto dello stato dell'arte dell'effettiva produzione industriale.

	È quest'ultimo un buon motivo per avere buoni rapporti anche con i rappresentanti dei prodotti termo-tecnici. Sono loro infatti i soggetti deputati a informarti delle novità: nuovi prodotti, soluzioni progettuali più moderne e funzionali, normative fresche fresche di cui non avevi nemmeno idea. Senza contare poi la consulenza vera e propria che ti danno per uno specifico dimensionamento. Tutta roba che ti può fornire un agente di commercio. Gratis! Lo chiami in continuazione? Gli fai fare offerte a tutto spiano? Chiedi il suo aiuto per fare qualche dimensionamento "rognoso"? Bene, allora ogni tanto fagli vendere qualcosa, perché se dopo dieci volte che ha lavorato per te, con te non si è guadagnato nemmeno una cena, all'udicesima volta che lo chiami non ti risponderà neanche.

5.4.1 Come si dimensiona una rete idraulica

Le grandezze fondamentali per il progetto delle reti idrauliche sono la portata e la prevalenza.

La **portata** è la quantità d'acqua che attraversa i vari rami della rete nell'unità di tempo e si misura in litri al secondo [l/s] così come indicato dal Sistema Internazionale oppure, per comodità, in litri l'ora [l/h].
La **prevalenza** invece è la pressione dell'acqua nella sezione considerata del circuito. La prevalenza si misura in chilopascal [kPa] così come indicato dal S.I. oppure, per comodità, in metri di colonna d'acqua [m.c.a.]. La prevalenza è fornita all'acqua dalla **elettropompe**, componenti la cui funzione è, negli impianti di climatizzazione e riscaldamento, quella di far circolare l'acqua all'interno del circuito vincendo le perdite di carico incontrate.

ELETTROPOMPE

Le elettropompe sono macchine che utilizzano l'energia meccanica fornita da un motore elettrico per sollevare un liquido, oppure per farlo circolare in una tubazione.
Esistono vari tipi di pompe, ma nel campo della climatizzazione si usano solo le pompe centrifughe. L'impiego di altri tipi di pompe è limitato ad applicazioni del tutto particolari e secondarie.
Le parti principali di una elettropompa centrifuga sono:

- la *girante a palette*, che ruotando velocemente genera una depressione nella sua zona centrale (occhio della pompa) e una pressione nella zona periferica: genera, cioè, le cause di moto del fluido;
- la *chiocciola*, che serve a raccogliere l'acqua proveniente dai vari canali delimitati dalle palette della girante;
- il *diffusore*, che trasforma l'energia cinetica dovuta alla velocità in energia di pressione.

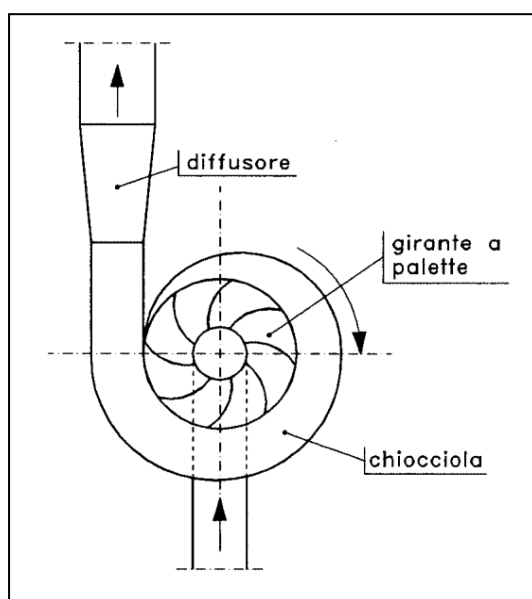



Figura 78 - Schema funzionale di una pompa centrifuga

Parametro molto importante delle elettropompe è l'**NPSH**. Queste sono le iniziali di *Net Positive Suction Head*, ovvero un'espressione inglese che si può tradurre con carico netto sull'aspirazione.

I valori di NPSH (forniti dai costruttori delle pompe) rappresentano la pressione minima che deve essere garantita, all'ingresso della pompa, per evitare fenomeni di *cavitazione*, cioè quella situazione per cui si formano "cave" o bolle di vapore all'interno del fluido pompato. I fenomeni di cavitazione sono causa di elevata rumorosità e possono provocare anche la rottura delle giranti.

Le elettropompe utilizzate negli impianti meccanici sono perlopiù di due tipi: le elettropompe a tenuta meccanica e i circolatori.

Figura 79 – Elettropompa a tenuta meccanica (a sinistra) e circolatore (a destra)

Le **elettropompe a tenuta meccanica**, nel linguaggio tecnico, sono spesso chiamate semplicemente "elettropompe", senza altra specificazione.

Sono costituite da due parti ben differenziate fra loro: il motore elettrico e il corpo della pompa. Il motore elettrico è collegato alla girante per mezzo di un albero di trasmissione.

La tenuta idraulica fra l'albero e il corpo della pompa è assicurata da appositi supporti meccanici o da premistoppa.

I settori di maggior utilizzo delle elettropompe a tenuta meccanica sono gli impianti di riscaldamento e di condizionamento, le reti di distribuzione dell'acqua sanitaria (sopraelevazione dell'acqua, reti di ricircolo, ecc..), gli impianti di irrigazione e di smaltimento dei liquami.

Queste pompe inoltre possono funzionare in un vasto campo di prevalenze e di portate. Per prevalenze elevate si usano elettropompe con più giranti montate sullo stesso albero e disposte in modo da essere percorse in serie dal liquido pompato.

La caratteristica principale dei **circolatori** invece è che in essi il motore viene alloggiato nel corpo della pompa. In particolare la parte mobile del motore (il rotore) risulta immersa direttamente nel liquido da pompare e non sono pertanto richiesti organi di tenuta idraulica su parti in movimento.

Per questa loro caratteristica, i circolatori, sono chiamati anche *pompe a rotore bagnato*.

I circolatori vengono utilizzati soprattutto in impianti di riscaldamento e di ricircolo dell'acqua calda.

Si possono utilizzare anche in impianti di condizionamento e di circolazione dell'acqua refrigerata; in questi casi, però, i circolatori devono avere caratteristiche costruttive tali da renderli resistenti alla condensa.

Il motore dei circolatori è spesso ad avvolgimento multiplo e quindi queste elettropompe possono funzionare a diverse velocità.

CURVA CARATTERISTICA DI UNA POMPA CENTRIFUGA

La *curva caratteristica di una pompa* centrifuga rappresenta graficamente i valori delle grandezze (portata e prevalenza) che caratterizzano le prestazioni di una elettropompa centrifuga. Ogni elettropompa centrifuga ha una sua curva caratteristica ben definita, che viene determinata sperimentalmente.

Variando il numero di giri di una elettropompa centrifuga, varia anche la sua curva caratteristica; la nuova curva risulta più alta o più bassa della primitiva a seconda che il numero di giri sia aumentato o diminuito.

Le varie curve caratteristiche di una elettropompa centrifuga risultano, inoltre, congruenti fra loro, cioè si possono ottenere l'una dall'altra per semplice traslazione.

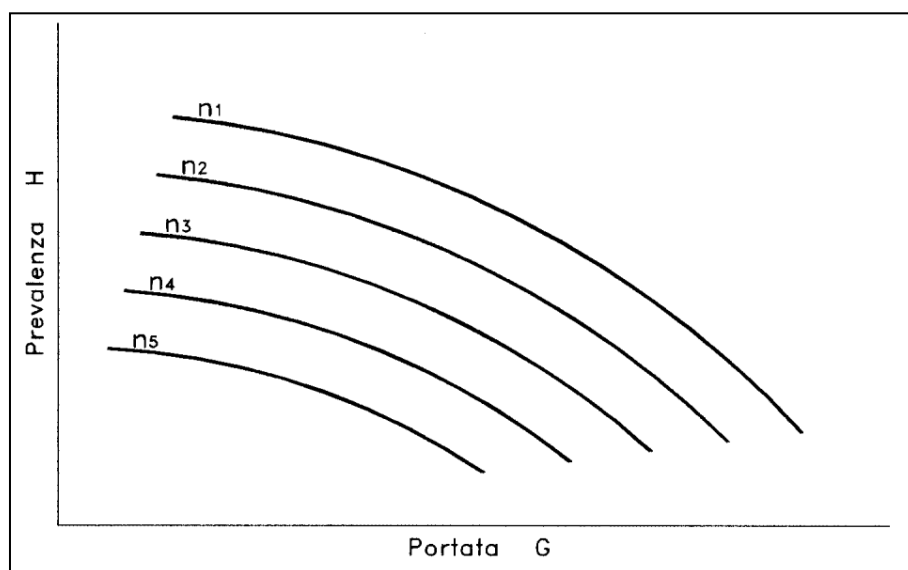



Figura 80 - Curva caratteristica di una elettropompa

Quando le curve caratteristiche delle elettropompe disponibili non corrispondono ai valori richiesti è possibile ricorrere all'accoppiamento di due o più elettropompe uguali.
In relazione alle caratteristiche richieste, l'accoppiamento può farsi in serie o in parallelo.
Nel caso di elettropompe montate in serie le prevalenze si sommano mentre la portata rimane costante (vedi figura):

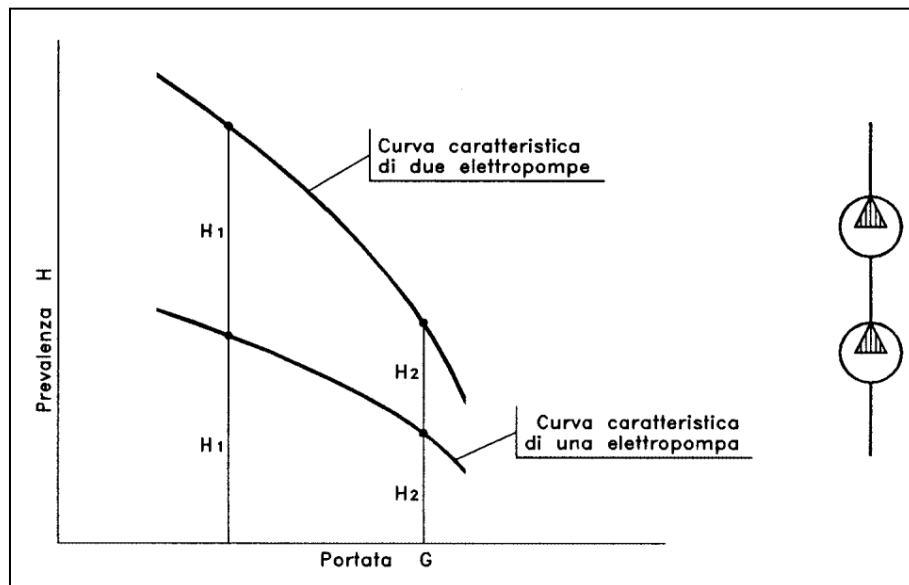



Figura 81 - Elettropompe montate in serie

Nel caso invece di elettropompe montate in parallelo si sommano le portate mentre la prevalenza rimane costante (vedi figura):

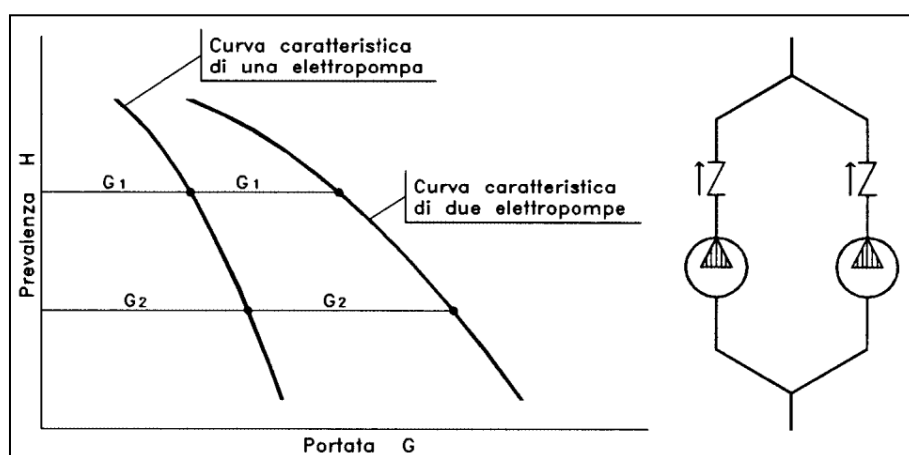



Figura 82 - Elettropompe montate in parallelo

PUNTO DI FUNZIONAMENTO ELETTROPOMPA-CIRCUITO

Il punto di funzionamento (o di lavoro) di una elettropompa applicata ad un circuito è dato dalla intersezione tra la curva caratteristica della pompa e la *curva di resistenza del circuito*. La curva caratteristica di una elettropompa è fornita dal costruttore, quella del circuito è invece rappresentabile (in coordinate portata-prevalenza) mediante una parabola. In un circuito chiuso, tale parabola ha vertice nell'origine e passa per il punto teorico di funzionamento del circuito, cioè per il punto che rappresenta la portata e la prevalenza di calcolo del circuito stesso.
Lo sviluppo a parabola della curva di resistenza è dovuto al fatto che, in un circuito, le perdite di carico, sia continue che localizzate, sono sensibilmente proporzionali al quadrato delle portate.

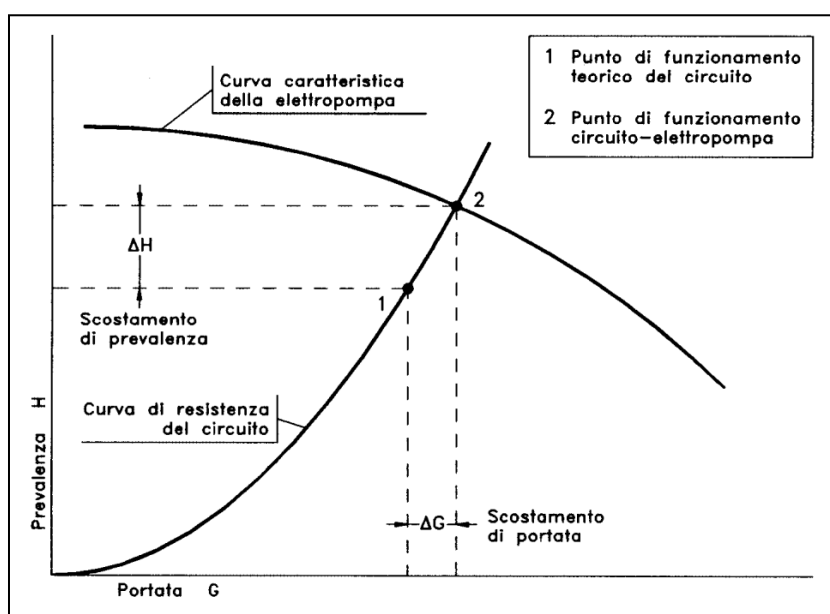



Figura 83 - Caratteristica circuito-pompa

CRITERIO DI SCELTA DELLA POMPA

Noto il circuito idraulico da servire e nota la portata d'acqua che deve circolare nell'impianto, è possibile scegliere la giusta pompa a partire dalla sua curva caratteristica: si sceglierà la pompa la cui curva caratteristica interseca la curva del circuito nel punto di lavoro voluto. Capiamo meglio con un esempio.
Sia quella mostrata in figura la curva di resistenza del circuito (curva rossa) e sia data la portata richiesta. Ebbene, tra tutte le pompe disponibili in commercio occorrerà scegliere quelle la cui curva caratteristica interseca la curva del circuito proprio nel punto di lavoro

voluto. Quella che fa al caso nostro è una pompa la cui curva ricalca quella tratteggiata in colore blu.

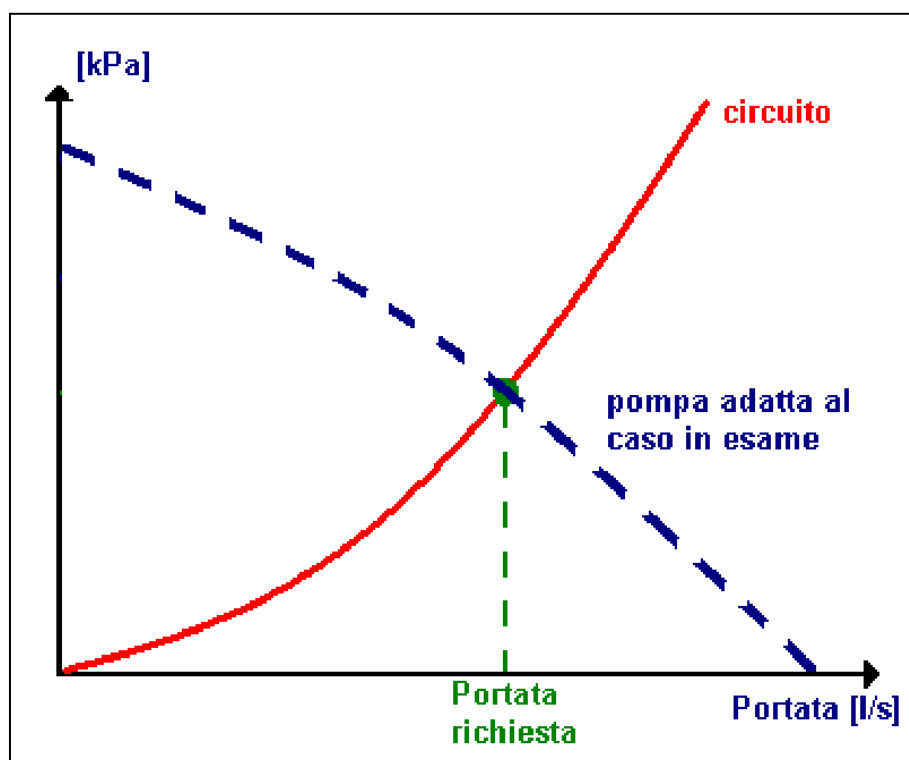



Figura 84 - Scelta della curva della pompa

SCELTA DEI DIAMETRI DEI TUBI E CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

La curva caratteristica del circuito si può tracciare quando siano note le perdite di carico, ovvero non appena sarà stato scelto il tracciato della distribuzione, determinati i diametri delle tubazioni che la costituiscono e individuati tutti i dispositivi idraulici ivi presenti.
Il calcolo delle perdite di carico distribuite può essere eseguito solo dopo avere definito i diametri dei tubi.
La scelta dei diametri dei tubi viene fatta ponendo delle limitazioni alla velocità dell'acqua che non deve essere inferiore ad un certo valore minimo, né deve essere superiore ad un dato valore massimo: se l'acqua va troppo lentamente si rischia la formazione di sacche d'aria all'interno dei tubi con conseguenti gorgoglii che rendono irregolare il flusso dell'acqua (inoltre la presenza d'aria all'interno delle tubazioni favorisce la corrosione); se l'acqua va troppo veloce si avranno, invece, perdite di carico inaccettabili che ci porteranno a dover dotare il circuito di pompe molto costose ed ingombranti (l'eccessiva

velocità dell'acqua può inoltre produrre rumorosità e può addirittura portare a rottura le tubazioni per erosione).

Le velocità consigliate per i vari tipi di tubazioni sono quelle riportate nella tabella seguente:

Tabella 13 - Velocità consigliate dell'acqua espresse in m/s

	Tubazioni principali	*Tubazioni secondarie*	*Terminali di impianto*
Tubi in acciaio	1,2÷2,5	0,5÷1,5	0,2÷0,7
Tubi in PEX (polietilene reticolato)	1,2÷2,5	0,5÷1,5	0,2÷0,7
Tubi in rame	0,7÷1,2	0,5÷0,9	0,2÷0,5

Poiché le perdite distribuite dipendono dal quadrato della velocità dell'acqua, porre limiti alla velocità equivale a porre limiti alle perdite di carico continue.

Per gli impianti di climatizzazione si impongono alle perdite continue i seguenti limiti inferiore e superiore: r = 20÷30 mm c.a./m.

Considerando di voler utilizzare tubi in acciaio, usando tabelle come quella mostrata di seguito, è possibile determinare il diametro del tubo a partire dalla conoscenza della portata d'acqua.

Perdite di carico distribuite — TUBI IN ACCIAIO — Temperatura media acqua = 10°C

Dn	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
r							G v					
20	152 0,33	296 0,39	637 0,48	1189 0,56	2490 0,68	3735 0,75	7000 0,88	13958 1,05	21414 1,17	43381 1,39	75182 1,60	121770 1,81
22	159 0,35	311 0,41	670 0,50	1251 0,59	2620 0,71	3930 0,79	7366 0,92	14688 1,10	22534 1,23	45649 1,47	79114 1,69	128138 1,91
24	167 0,37	326 0,43	702 0,53	1311 0,62	2745 0,74	4117 0,83	7717 0,97	15387 1,15	23607 1,29	47823 1,54	82882 1,77	134241 2,00
26	174 0,38	340 0,45	733 0,55	1368 0,64	2865 0,78	4297 0,86	8055 1,01	16060 1,20	24639 1,34	49915 1,60	86507 1,84	140111 2,08
28	181 0,40	354 0,47	762 0,57	1424 0,67	2980 0,81	4471 0,90	8380 1,05	16709 1,25	25635 1,40	51933 1,67	90004 1,92	145776 2,17
30	188 0,41	367 0,49	791 0,59	1477 0,70	3092 0,84	4639 0,93	8695 1,09	17337 1,30	26599 1,45	53885 1,73	93386 1,99	151254 2,25

r = perdita di carico distribuita [mm C.A. / m]

G = portata [l/h]

v = velocità [m/s]

L'uso della tabella è molto semplice: supponiamo ad esempio di dover far circolare, in una tubazione principale, una portata d'acqua refrigerata di 16.000 litri/ora alla temperatura 7°C in mandata e 12°C in ritorno (temperatura media circa pari a 10°C)[11] e supponiamo inoltre che la lunghezza del circuito sia pari a L=60 metri. Si voglia determinare il diametro del tubo (che supponiamo, per il caso in questione, dover essere in acciaio) e, quindi, calcolare la perdita di carico distribuita lungo il circuito.

Individuando nella tabella il valore della portata si ottiene in verticale il diametro da assegnare al tubo e in orizzontale la perdita di carico distribuita per ogni metro di tubo:

Perdite di carico distribuite — TUBI IN ACCIAIO — Temperatura media acqua = 10°C

Dn	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
r							G v					
20	**152** 0,33	**296** 0,39	**637** 0,48	**1189** 0,56	**2490** 0,68	**3735** 0,75	**7000** 0,88	**13958** 1,05	**21414** 1,17	**43381** 1,39	**75182** 1,60	**121770** 1,81
22	**159** 0,35	**311** 0,41	**670** 0,50	**1251** 0,59	**2620** 0,71	**3930** 0,79	**7366** 0,92	**14688** 1,10	**22534** 1,23	**45649** 1,47	**79114** 1,69	**128138** 1,91
24	**167** 0,37	**326** 0,43	**702** 0,53	**1311** 0,62	**2745** 0,74	**4117** 0,83	**7717** 0,97	**15387** 1,15	**23607** 1,29	**47823** 1,54	**82882** 1,77	**134241** 2,00
26	**174** 0,38	**340** 0,45	**733** 0,55	**1368** 0,64	**2865** 0,78	**4297** 0,86	**8055** 1,01	**16060** 1,20	**24639** 1,34	**49915** 1,60	**86507** 1,84	**140111** 2,08
28	**181** 0,40	**354** 0,47	**762** 0,57	**1424** 0,67	**2980** 0,81	**4471** 0,90	**8380** 1,05	**16709** 1,25	**25635** 1,40	**51933** 1,67	**90004** 1,92	**145776** 2,17
30	**188** 0,41	**367** 0,49	**791** 0,59	**1477** 0,70	**3092** 0,84	**4639** 0,93	**8695** 1,09	**17337** 1,30	**26599** 1,45	**53885** 1,73	**93386** 1,99	**151254** 2,25

r = perdita di carico distribuita [mm C.A. / m]

G = portata [l/h]

v = velocità [m/s]

[11] Ti faccio notare che se lo stesso circuito dovrà essere percorso da acqua calda (nella stagione invernale), il calcolo fatto per il caso estivo risulterà automaticamente accettabile visto che l'acqua calda subisce minori perdite di carico rispetto all'acqua refrigerata. L'acqua calda infatti ha minore densità.

Dalla tabella si ottiene:

- Diametro nominale tubo: D = 2"1/2;
- Perdita di carico distribuita al metro: r = 26 mm c.a.
- Velocità dell'acqua: 1,20 m/s.

La perdita di carico continua per l'intero circuito è data da:

$$\Delta p_L = r \cdot L = 26\ [mm\ c.a.] \cdot 60\ [m] = 1.560\ mm\ C.A. \cong 15{,}6\ kPa \qquad 18)$$

CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE

Le perdite di carico concentrate dipendono dalla particolare accidentalità che l'acqua incontra lungo il suo percorso (curva, derivazione, variazione di diametro, valvola, batteria del ventilconvettore, scambiatore a piastre,…).

Anche per le perdite concentrate si dispone di tabelle di calcolo come ad esempio le due tabelle seguenti (la prima fornisce il valore del coefficiente di perdita concentrata k relativo al tipo di accidentalità, la seconda invece fornisce il valore della perdita concentrata in mm C.A. a partire dalla somma dei valori di k trovati per tutte le accidentalità presenti oltre che in funzione della velocità dell'acqua (quest'ultima ottenuta dalla tabella relativa alle perdite distribuite già usata in precedenza per determinare il diametro del tubo).

Tabella 14 – Valore del coefficiente di accidentalità

Valori del coefficiente di perdita concentrata k (adimensionale)				
Diametro interno (tubi in rame e tubi in PEX) Diametro esterno (tubi in acciaio)	8÷16 mm 3/8" ÷ 1/2"	18÷28 mm 3/4" ÷ 1"	30÷54 mm 1 1/4" ÷ 2"	> 54 mm > 2"
Tipologia di accidentalità				
Curva larga a 90° con rapporto R/D > 3,5	1,0	0,5	0,3	0,3
Curva normale a 90° con rapporto R/D = 2,5	1,5	1,0	0,5	0,4
Curva stretta a 90° con rapporto R/D = 1,5	2,0	1,5	1,0	0,8
Allargamento di sezione	1,0			
Restringimento di sezione	0,5			
Diramazione o confluenza a T	3,0			
Valvola a sfera a passaggio totale	0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a sfera a passaggio ridotto	1,6	1,0	0,8	0,6
Valvola a ritegno	3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola a tre vie	10,0	10,0	8,0	8,0

Nota che per le accidentalità diverse o non presenti nella tabella, le perdite di carico concentrate vanno ricercate sui manuali tecnici dei fornitori degli elementi termoidraulici.

Tabella 15 - Valore della perdita di carico in funzione delle accidentalità

Σ k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Velocità [m/s]	Perdite di carico concentrate [mm C.A.] $T_{media\ acqua} = 10°C$														
0,5	12	26	38	51	64	76	90	102	113	128	140	153	166	178	191
0,6	19	37	56	73	92	110	129	147	166	183	202	220	239	257	276
0,7	25	50	75	100	125	150	175	200	224	250	275	299	325	350	375
0,8	33	65	98	131	164	196	228	261	293	326	359	392	424	457	490
0,9	41	82	123	166	207	248	289	330	371	413	454	496	537	578	619
1,0	51	102	153	204	255	306	357	407	459	509	561	612	663	714	765
1,1	62	123	185	247	309	370	432	494	556	617	678	740	802	863	925
1,2	73	147	220	293	367	440	513	588	661	734	808	881	954	1028	1101
1,3	86	172	258	345	431	517	603	689	776	861	948	1034	1121	1206	1292
1,4	100	200	299	399	500	600	700	800	899	999	1099	1199	1299	1399	1499
1,5	114	229	344	459	573	688	803	918	1032	1147	1262	1377	1491	1606	1720
1,6	131	261	392	522	652	783	914	1044	1175	1305	1435	1566	1697	1828	1958
1,7	147	294	442	590	737	884	1031	1179	1326	1474	1621	1768	1915	2063	2210
1,8	166	330	496	661	826	991	1157	1321	1487	1652	1817	1982	2148	2312	2478
1,9	184	368	553	736	920	1104	1288	1472	1657	1841	2024	2208	2392	2577	2761
2,0	204	407	612	816	1020	1223	1427	1631	1836	2039	2243	2447	2651	2855	3059
2,1	224	450	674	899	1124	1349	1573	1799	2023	2248	2473	2698	2922	3148	3372
2,2	247	494	740	987	1234	1481	1728	1974	2221	2468	2715	2961	3207	3454	3701
2,3	270	539	809	1078	1348	1619	1888	2158	2427	2697	2967	3236	3506	3775	4045
2,4	293	588	881	1175	1468	1762	2056	2349	2642	2937	3230	3524	3818	4111	4405
2,5	319	637	956	1275	1593	1912	2231	2549	2868	3187	3505	3824	4143	4461	4780

Anche l'uso delle due tabelle precedenti è molto semplice. Supponiamo per esempio che per il caso del circuito precedente si vogliano ora calcolare le perdite concentrate dovute, alla presenza di due curve normali a 90°, una valvola a 3 vie e una valvola a sfera a passaggio ridotto.

Dalla prima tabella si calcola la sommatoria Σk (ricordiamo che è D = 2"1/2, tubo d'acciaio):

Valori del coefficiente di perdita concentrata k (adimensionale)				
Diametro interno (tubi in rame e tubi in PEX) Diametro esterno (tubi in acciaio)	8÷16 mm 3/8" ÷ 1/2"	18÷28 mm 3/4" ÷ 1"	30÷54 mm 1 1/4" ÷ 2"	> 54 mm > 2"
Tipologia di accidentalità				
Curva larga a 90° con rapporto R/D > 3,5	1,0	0,5	0,3	0,3
Curva normale a 90° con rapporto R/D = 2,5	1,5	1,0	0,5	0,4
Curva stretta a 90° con rapporto R/D = 1,5	2,0	1,5	1,0	0,8
Allargamento di sezione	1,0			
Restringimento di sezione	0,5			
Diramazione o confluenza a T	3,0			
Valvola a sfera a passaggio totale	0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a sfera a passaggio ridotto	1,6	1,0	0,8	0,6
Valvola a ritegno	3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola a tre vie	10,0	10,0	8,0	8,0

La sommatoria Σk risulta pari a:

$$\Sigma k = 0{,}4 + 0{,}4 + 0{,}6 + 8{,}0 = 9{,}4 \;\cong 10 \text{ (si approssima sempre per eccesso)} \qquad 19)$$

Dalla seconda tabella, ricordando che era la velocità v = 1,2 m/s[12], si determina la perdita di carico concentrata in mm C.A.:

[12] La velocità è indicata nella tabella relativa al calcolo delle perdite di carico distribuite

Σ k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Velocità [m/s]	Perdite di carico concentrate [mm C.A.]									Tmedia acqua = 10°C					
0,5	12	26	38	51	64	76	90	102	113	128	140	153	166	178	191
0,6	19	37	56	73	92	110	129	147	166	183	202	220	239	257	276
0,7	25	50	75	100	125	150	175	200	224	250	275	299	325	350	375
0,8	33	65	98	131	164	196	228	261	293	326	359	392	424	457	490
0,9	41	82	123	166	207	248	289	330	371	413	454	496	537	578	619
1,0	51	102	153	204	255	306	357	407	459	509	561	612	663	714	765
1,1	62	123	185	247	309	370	432	494	556	617	678	740	802	863	925
1,2	73	147	220	293	367	440	513	588	661	734	808	881	954	1028	1101
1,3	86	172	258	345	431	517	603	689	776	861	948	1034	1121	1206	1292
1,4	100	200	299	399	500	600	700	800	899	999	1099	1199	1299	1399	1499
1,5	114	229	344	459	573	688	803	918	1032	1147	1262	1377	1491	1606	1720
1,6	131	261	392	522	652	783	914	1044	1175	1305	1435	1566	1697	1828	1958
1,7	147	294	442	590	737	884	1031	1179	1326	1474	1621	1768	1915	2063	2210
1,8	166	330	496	661	826	991	1157	1321	1487	1652	1817	1982	2148	2312	2478
1,9	184	368	553	736	920	1104	1288	1472	1657	1841	2024	2208	2392	2577	2761
2,0	204	407	612	816	1020	1223	1427	1631	1836	2039	2243	2447	2651	2855	3059
2,1	224	450	674	899	1124	1349	1573	1799	2023	2248	2473	2698	2922	3148	3372
2,2	247	494	740	987	1234	1481	1728	1974	2221	2468	2715	2961	3207	3454	3701
2,3	270	539	809	1078	1348	1619	1888	2158	2427	2697	2967	3236	3506	3775	4045
2,4	293	588	881	1175	1468	1762	2056	2349	2642	2937	3230	3524	3818	4111	4405
2,5	319	637	956	1275	1593	1912	2231	2549	2868	3187	3505	3824	4143	4461	4780

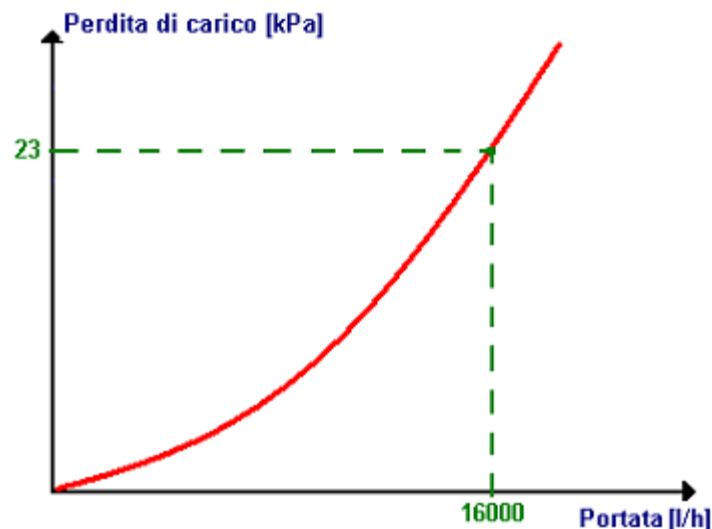
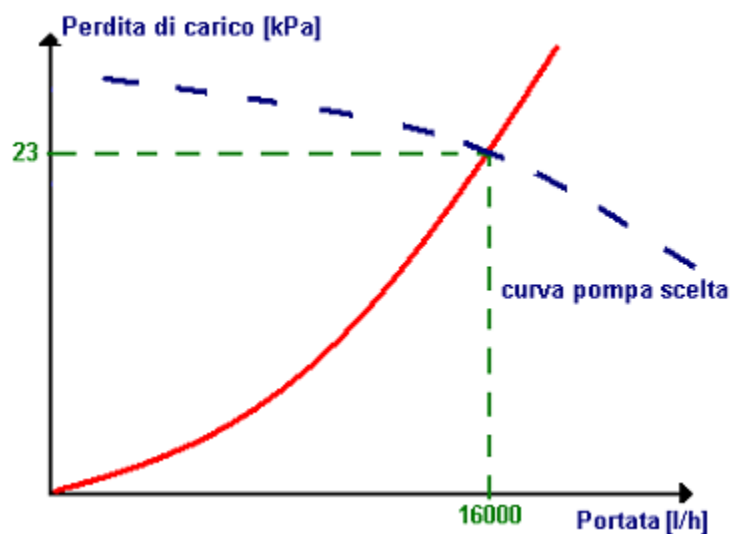
La perdita di carico concentrata da sommare a quelle distribuite è pari a: $\Delta p_c = z = 734$ mm c.a. ovvero 7,34 kPa.

A questo punto sarà possibile determinare la perdita di carico totale:

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_C = 15{,}6 + 7{,}34 \cong 23\ kPa \qquad 20)$$

Per una portata d'acqua pari a, ricordo, 16.000 l/h.

SCELTA DELLA POMPA

Dai calcoli effettuati si ha che il circuito utilizzatore avrà la seguente curva caratteristica:

Si dovrà allora scegliere una pompa che dovrà poter fornire la prevalenza di 23 kPa alla portata di 16.000 l/h. La curva caratteristica della pompa dovrà quindi passare per il punto di lavoro (16000; 23):

In tal modo il punto di lavoro sarà quello desiderato: sarà infatti fatta circolare una portata di 16.000 l/h "vincendo" una perdita di carico pari a 23 kPa.

5.4.2 Come si dimensiona un radiatore

Una volta stabilita le dispersioni termiche del locale, si prende il catalogo tecnico del radiatore preferito per l'installazione: all'interno dei cataloghi tecnici si trovano le schede tecniche specifiche per ogni prodotto. Tutte le schede tecniche non sono perfettamente uguali ma il modo in cui si presentano è sostanzialmente lo stesso.

Immagina di dover riscaldare una grande sala riunioni per la quale hai precedentemente calcolato che la potenza termica necessaria per mantenerla a 20°C sia pari a 10.000 W.
Della tabella di seguito riportata, inerente a radiatori con elementi a tre colonne e diverse altezze, osserva la colonna chiamata "Watt ΔT=50°C" (è la quint'ultima da destra)[13]. In essa, per ogni modello (200, 300, 400,...), puoi leggere la resa termica espressa in watt, cioè la potenza, di ogni elemento.
Nel caso specifico si potrebbero installare 180 elementi di un radiatore a tre colonne modello 750 (10.000 W : 55,6 W/el. ≈ 180 elementi), oppure 104 elementi di un radiatore a tre colonne modello 1000 (10.000 W : 96,8 W/el. ≈ 104 elementi).
Naturalmente tutti questi elementi poi dovresti suddividerli in più corpi scaldanti magari da 15 o 20 elementi cadauno.

Tabella 16 – Caratteristiche termiche e fisiche di un radiatore a tre colonne

Dati Tecnici

Modello	Codice	Profondità P mm	Altezza H mm	Interasse L mm	Peso Kg	Capacità Lt	Kcal/h 60°C	Watt ?60°C	Watt ?40°C	Watt ?30°C	Watt ?20°C	Espon. n
200	RT30200 yy 01	101	200	133	0,51	0,40	17,4	20,3	15,2	10,5	6,2	1,288
300	RT30300 yy 01	101	302	235	0,73	0,52	28,0	32,5	24,6	17,2	10,4	1,248
400	RT30400 yy 01	101	402	335	0,94	0,64	36,1	42,0	31,7	22,1	13,3	1,259
500	RT30500 yy 01	101	502	435	1,15	0,76	44,2	51,4	38,7	26,9	16,0	1,270
600	RT30600 yy 01	101	602	535	1,36	0,88	52,1	60,6	45,5	31,5	18,7	1,281
750	RT30750 yy 01	101	752	685	1,68	1,06	63,9	74,3	55,6	38,3	22,6	1,297
900	RT30900 yy 01	101	902	835	1,99	1,24	75,5	87,8	65,5	44,9	26,3	1,314
1000	RT31000 yy 01	101	1002	935	2,20	1,37	83,2	96,8	72,2	49,4	29,0	1,317
1500	RT31500 yy 01	101	1502	1435	3,26	1,97	121,9	141,7	105,3	71,9	41,9	1,330
1800	RT31800 yy 01	101	1802	1735	3,89	2,33	145,3	168,9	125,7	85,8	50,2	1,325
2000	RT32000 yy 01	101	2002	1935	4,32	2,57	161,0	187,2	139,5	95,5	56,0	1,318
2200	RT32200 yy 01	101	2202	2135	4,74	2,81	176,9	205,7	153,5	105,3	61,9	1,310
2500	RT32500 yy 01	101	2502	2435	5,37	3,17	201,0	233,7	174,9	120,4	71,1	1,299

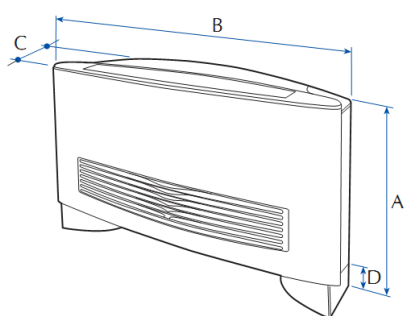
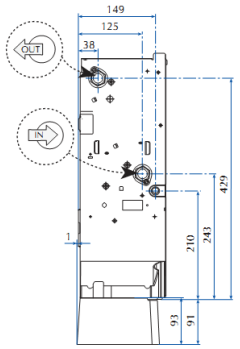
01 = codice colore standard bianco - per codice colore diverso vedere cartella colori yy = numero elementi
Per Δt diversi da 50°C utilizzare la formula: **$Q=Qn\,(\Delta t / 50)^n$**

[13] Il ΔT nelle tabelle dei radiatori si riferisce alla differenza di temperatura tra la media delle temperature al loro ingresso e alla loro uscita, meno la temperatura ambiente. Considerando che di norma i radiatori sono alimentati con acqua in ingresso a 75°C e acqua in uscita a 65°C e che la temperatura ambiente è fissata a 20°C si capisce perché si parla (quasi sempre) di ΔT=50°C: il numero 50 viene fuori da [(75°+65°)/2]-20°=50°C.

5.4.3 Come si dimensiona un fan-coil

Anche in questo caso, stabilita le dispersioni termiche del locale, si prende il catalogo tecnico del fan-coil preferito: all'interno dei cataloghi tecnici si trovano al solito le schede tecniche specifiche per ogni prodotto.

Le caratteristiche da valutare in questo caso sono senz'altro la potenza termica, la potenza frigorifera o entrambe, rispettivamente nel caso in cui il fan-coil sia previsto per il solo riscaldamento, per il solo condizionamento o per tutte e due i trattamenti nel corso dell'anno.

	Quando scegli un ventilconvettore fallo sempre valutando la sua potenza resa, sia essa termica che frigorifera, alla media velocità. In questo modo ti rimarrà del "margine" per correggere un eventuale sotto stima della dispersione termica del locale.

Prendiamo la solita sala riunioni per la quale si è già stabilito che la potenza termica necessaria per mantenerla a 20°C sia pari a 10.000 W.

In base alla tabella di selezione sotto riportata potresti scegliere di usare due fan-coil modello HL36 (10.000 W : 4.870 W ≈ 2) oppure quattro fan-coil modello HL16 (10.000 W : 2.120 W ≈ 4). Una volta individuata la taglia più opportuna del modello desiderato potrai valutarne le dimensioni, la rumorosità e altre importanti caratteristiche.

P.s. Io sceglierei la soluzione con quattro fan-coil perché immagino una migliore distribuzione dell'aria.

Tabella 17 – Caratteristiche termiche e fisiche di un fan-coil verticale a pavimento

Dati tecnici

Mod. Omnia		HL 11	HL 16	HL 26	HL 36
Potenza termica	W (max.)	2010	2910	4620	5940
	W (med.)	1460	2120	3830	4870
	W (min.)	1060	1540	2890	3530
Potenza termica (acqua ingresso 50°C)*	W (E)	1150	1700	2750	3540
Portata acqua	l/h	173	250	397	511
Perdite di carico acqua	kPa	1,6	3,7	10,5	7,4
Potenza frigorifera totale	W (max.) (E)	840	1200	2030	2830
	W (med.)	650	950	1780	2310
	W (min.)	490	690	1420	1730
Potenza frigorifera sensibile	W (max.) (E)	700	990	1640	2040
	W (med.)	530	750	1370	1790
	W (min.)	390	520	1050	1280
Portata acqua	l/h	144	206	349	487
Perdite di carico acqua	kPa (E)	1,9	4,8	11,0	9,5
Portata d'aria	m³/h (max.)	180	240	350	460
	m³/h (med.)	120	160	270	350
	m³/h (min.)	80	110	190	240
Numero di ventilatori	n.	1	1	2	2
♪ Pressione sonora	dB (A) (max.)	37,5	39,5	39,5	39,5
	dB (A) (med.)	28,5	34,5	34,5	32,5
	dB (A) (min.)	22,5	25,5	26,5	25,5
Potenza sonora	dB (A) (max.) (E)	46,0	48,0	48,0	48,0
	dB (A) (med.) (E)	37,0	43,0	43,0	41,0
	dB (A) (min.) (E)	31,0	34,0	35,0	34,0
Contenuto acqua	l	0,4	0,5	0,8	1,1
Potenza max. motore	W (E)	18	32	35	42
Corrente max. assorbita	A	0,09	0,15	0,18	0,22
Attacchi batteria	ø	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"

Dati dimensionali (mm)

Mod Omnia		HL 11	HL 16	HL 26	HL 36
Altezza	A	600	605	615	623
Larghezza	B	640	750	980	1200
Profondità	C	187	189	191	198
Altezza	D	93	93	93	93
Peso	kg	13,6	14,6	17,6	20,6

5.4.4 Come si dimensiona una centrale di trattamento aria

Il dimensionamento di una centrale di trattamento prevede più aspetti. Infatti una volta stabilito lo scopo della centrale (solo ricambio d'aria oppure ricambio e climatizzazione ambientale), è necessario determinare la quantità di aria che essa dovrà "elaborare" (spesso in gergo si dice così) e i trattamenti che questa stessa aria dovrà subire (filtrazione riscaldamento, raffreddamento, umidificazione,…). Qualche esempio potrà chiarire.

DETERMINAZIONE DELLA PORTATA D'ARIA

Immagina di dover valutare l'impianto di ricambio d'aria della palestra scolastica illustrata in figura seguente e sita a Borgo S.Lorenzo (FI).

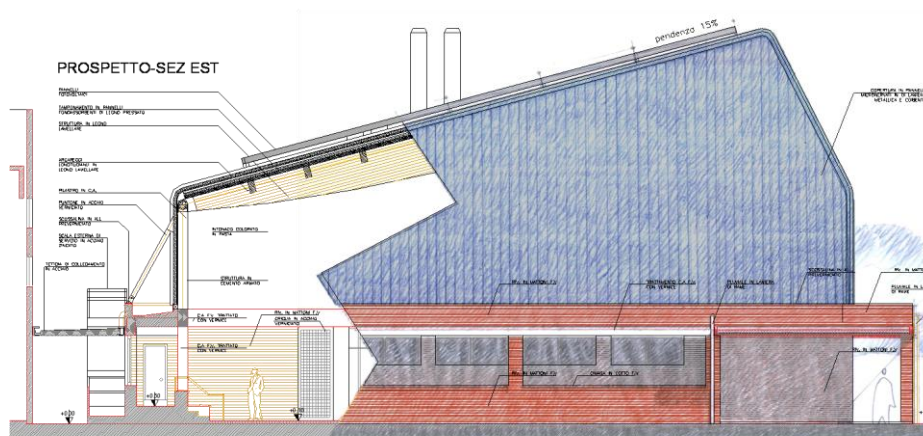



Figura 85 – Prospetto della nuova palestra dell'istituto Chini di Borgo S.Lorenzo

Per un tale utenza, in base alla normativa UNI 10339, è richiesto il rinnovo dell'aria sia nella zona del campo di gioco sia per la zona spettatori. Gli spogliatoi hanno necessità di sola estrazione. La quantità di aria esterna necessaria dovrà poi essere trattata da una opportuna u.t.a. e distribuita in ambiente con un rete di canalizzazioni e terminali.
Iniziamo considerando la zona del campo di gioco: i dati di progetto da utilizzare per il calcolo della quantità di aria di rinnovo secondo la citata norma sono riportati nella seguente tabella:

Tabella 18 - Dati per il calcolo dell'aria di rinnovo per il campo da gioco

Numero di persone, n_1	40
Volume netto del locale, V_1	7.680 m^3
Rapporto V_1/ n_1	7.680/40 = 192 m^3/persona

Con l'utilizzo dei valori sopra riportati e in base alla citata normativa (prospetto III riferito alle palestre), si ha una portata di aria esterna per persona nella zona campo di gioco pari a Q_{op1} = 0,0165 m^3/s. Da cui, la portata totale di aria esterna per la zona campo di gioco risulta:

$$Q_{p1} = Q_{op1} \cdot n_1 = 0{,}0165 \cdot 40 = 2.376\ m^3/h \qquad 21)$$

Si consideri adesso la zona spettatori. I dati di progetto da utilizzare per il calcolo della quantità di aria di rinnovo secondo la citata norma sono riportati nella seguente tabella

Tabella 19 - Dati per il calcolo dell'aria di rinnovo per la zona spettatori

Numero di persone, n_2	60
Volume netto del locale, V_2	291 m^3
Rapporto V_2/ n_2	291/60 = 4,85 m^3/persona

In base alla norma medesima si ha che la portata di aria esterna per persona nella zona spettatori vale a Q_{op2} = 0,0065 m^3/s. Da cui, la portata totale di aria esterna per la zona spettatori risulta:

$$Q_{p2} = Q_{op2} \cdot n_2 = 0{,}0065 \cdot 60 = 1.404\ m^3/h \qquad 22)$$

La portata totale di aria esterna calcolata sarà dunque:

$$G_{ae} = Q_{op1} + Q_{op2} = 2.376 + 1.404 = 3.780\ m^3/h \qquad 23)$$

Per praticità tecnica e commerciale si adotta però una portata d'aria di mandata della c.t.a. leggermente diversa e pari a G_m = 4.000 m^3/h[14].

Inoltre, al fine di evitare ulteriori immissioni indesiderate di aria esterna si estrae aria dai locali così da mantenerli in sovra-pressione. L'esperienza suggerisce che la portata da recuperare sia circa l'80% di quella di mandata:

$$G_r = G_m \cdot 0{,}8 = 4.000 \cdot 0{,}8 = 3.200\ m^3/h = 0{,}9\ m^3/s \qquad 24)$$

DETERMINAZIONE DELLA POTENZA TERMICA PER IL RINNOVO DELL'ARIA

Dopo aver calcolato le portate d'aria in gioco e prima di metterti a calcolare la potenza termica pèr trattare l'aria esterna ti devi chiedere se, a norma di legge, è necessario

[14] Se chiedi a un rappresentante il preventivo per una u.t.a. da 3.780 m^3/h ti prende per matto.

installare un recuperatore di calore. Lo richiede espressamente l'articolo 5 comma 13 del D.P.R. 412/93.

Tabella 20 - Portata d'aria esterna in funzione delle ore di funzionamento e dei Gradi Giorno (GG)[15]

G = portata d'aria	*M = ore annue di funzionamento*	
[m/h]	*Da 1.400 a 2.100 GG*	*oltre i 2.100 GG*
2.000	4.000	2.700
5.000	2.000	1.200
10.000	1.600	1.000
30.000	1.200	800
60.000	1.000	700

La verifica risulta semplice: calcolata in base alle normative vigenti la quantità di aria di rinnovo necessaria all'ambiente in questione si stabilisce quante ore l'impianto di ricambio dovrà funzionare. Se, in base alla portata d'aria, le ore di funzionamento dell'impianto di ricambio risultano superiori al valore limite corrispondente indicato in tabella, allora è obbligatorio l'utilizzo di un sistema di recupero del calore. Si procede per interpolazione lineare.

Si indica con x_a e con x_b i valori di portata di immissione inferiore e superiore alla portata effettiva di mandata. Poiché tale portata risulta pari a G = G_m = 4.000 m^3/h, si ha che i valori estremi da considerare sono x_a = 2.000 m^3/h x_b = 5.000 m^3/h.

Si indica invece con y_a e con y_b il numero minimo di ore di funzionamento in relazione ai gradi giorno della zona in oggetto. Avendo precedentemente determinato che le ore di funzionamento in un anno della palestra in questione siano pari a M = 2.600 ore e tenuto conto che gradi giorno (GG) per Borgo San Lorenzo sono 2122. Sia ha dunque: $y_a = 2.700\ ore$ e $y_b = 1.200\ ore$.

Per interpolazione lineare si ricava il numero di ore oltre il quale è obbligatorio un recuperatore di calore.

---

[15] Per *gradi giorno* di una località s'intende la somma, estesa a tutti i giorni di un periodo convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura dell'ambiente e la temperatura media esterna giornaliera. L'unità di misura utilizzata è proprio il **grado giorno** (GG).

A sua volta, il *periodo convenzionale di riscaldamento* è il lasso temporale annuo in cui gli impianti di riscaldamento possono stare accessi. La lunghezza del periodo varia in base alle zone climatiche in cui è stata divisa l'Italia sulla base dei gradi giorno (in totale sei zone dalla A alla F).

$$f(x) = \frac{x - x_b}{x_a - x_b} \cdot y_a - \frac{x - x_a}{x_a - x_b} \cdot y_b = -0{,}5x + 3.700$$	25)

Sostituendo all'incognita il valore della portata di aria esterna calcolato, si ha:

$$f(4.000) = (-0.5 \cdot 4.000) + 3.700 = 1.700\ ore$$	26)

Quindi, essendo le ore di funzionamento effettive (2.600 ore) maggiori di quelle limite (1.700 ore), secondo il D.P.R.412/93 risulta obbligatorio installare un recuperatore di calore. La u.t.a. che si occuperà del trattamento dell'aria di rinnovo potrà avere la seguente configurazione: una sezione ventilante di ripresa, un recuperatore statico a flussi incrociati, una sezione costituita da una batteria di riscaldamento, una sezione di umidificazione a vapore e una seziona ventilante di mandata.

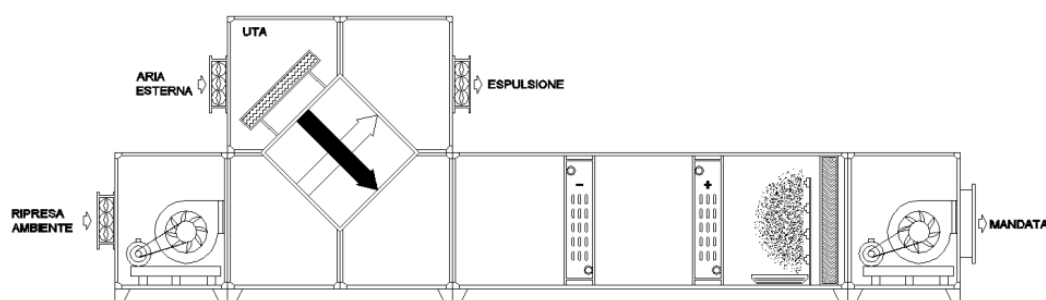



Figura 86 - Schema funzionale della centrale di trattamento aria di progetto

A questo punto resta da stabilire quanta potenza occorra per "trattare l'aria esterna" visto che, appena aspirata, non sarà quasi certamente alle condizioni termo-igrometriche desiderate per l'immissione ambiente. L'aria di rinnovo, per il fatto che non deve fornire un contributo al riscaldamento dell'ambiente, si dice spesso nella pratica impiantistica che deve essere neutra: l'*aria neutra* è tipicamente inviata in ambiente a 20°C in inverno e a 26°C in estate..

Per calcolare la potenza ai trattamenti si utilizza il mitico *diagramma psicrometrico* sul quale si evidenziano le trasformazioni subite dall'aria nel suo passaggio attraverso la c.t.a.

Hai innanzi tutto stabilito che il recuperatore a flussi incrociati permetta di preriscaldare "gratuitamente" l'aria da −1°C (punto A, temperatura dell'aria esterna di progetto) sino a 10°C (punto B).

Dalla precedente considerazione si ha che la potenza che dovrà la batteria di riscaldamento (Q_{bc}) sarà data dalla differenza di entalpia specifica del punto C meno quella del punto B moltiplicata per la portata massica dell'aria di rinnovo (G_m = 4.000 m3/h ≈ 1,36 kg/s):

$Q_{bc} = G_m \cdot (h_C - h_B) = 1{,}36 \cdot (29 - 18) = 14{,}96\ kW \cong 15\ kW$	27)

L'umidificatore a vapore invece potrà portare l'aria dal punto C al punto D. La produzione di vapore dovrà essere pari a:

$G_{acqua} = G_m \cdot (x_D - x_C) = 1{,}36\ \cdot (7{,}3\ - 2{,}8) = 12{,}6\ kg_{acqua}/h$	28)

Nota che in questo caso il salto entalpico h_D-h_C sarà fornito (indirettamente) dalla corrente elettrica utilizzata per generale vapore nell'apposito produttore.

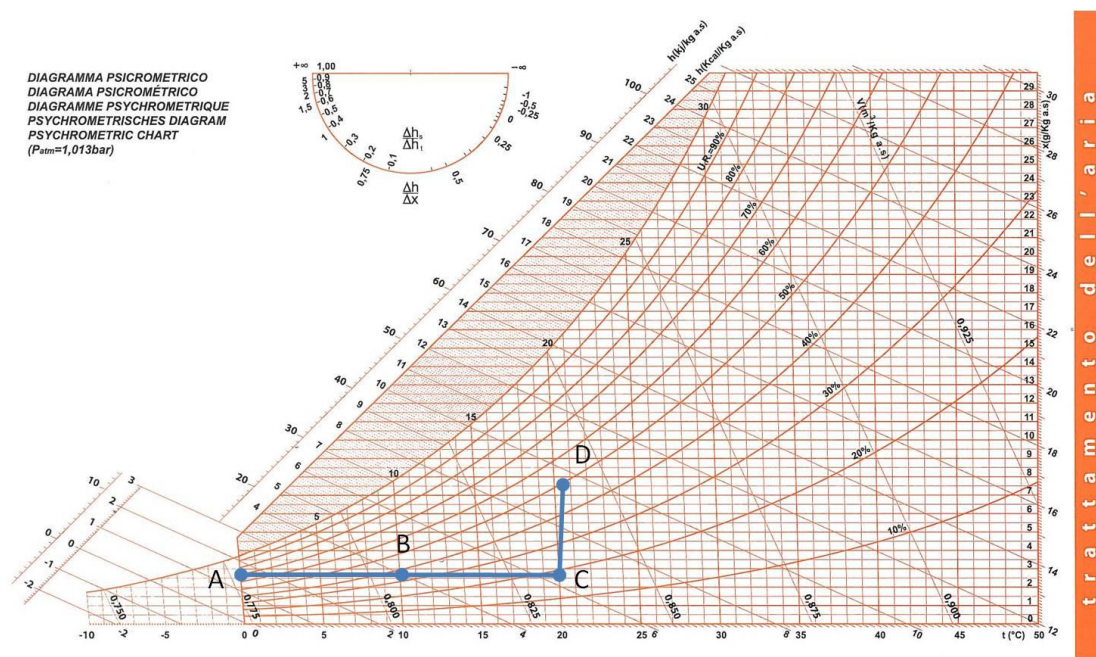



Figura 87 - Trattamenti termici invernali nella u.t.a.

5.5 Disegno esecutivo degli impianti

Se nella fase di schematizzazione ti sei cimentato nel disegno degli schemi di distribuzione e degli schemi funzionali adoperando “solo” carta e matita questo è il momento giusto di accendere il computer e darci dentro con un software di disegno in stile AutoCAD.

Dovrai fare un bel lavoro, preciso e completo perché gli installatori che eseguiranno praticamente l’opera useranno quasi esclusivamente quello che tu, con tanto amore, hai disegnato. Andrà proprio come ti dico: i tuoi schemi saranno appesi con dei chiodi alle pareti, si sgualciranno, si sporcheranno ma saranno praticamente una *Bibbia* durante la costruzione degli impianti meccanici.

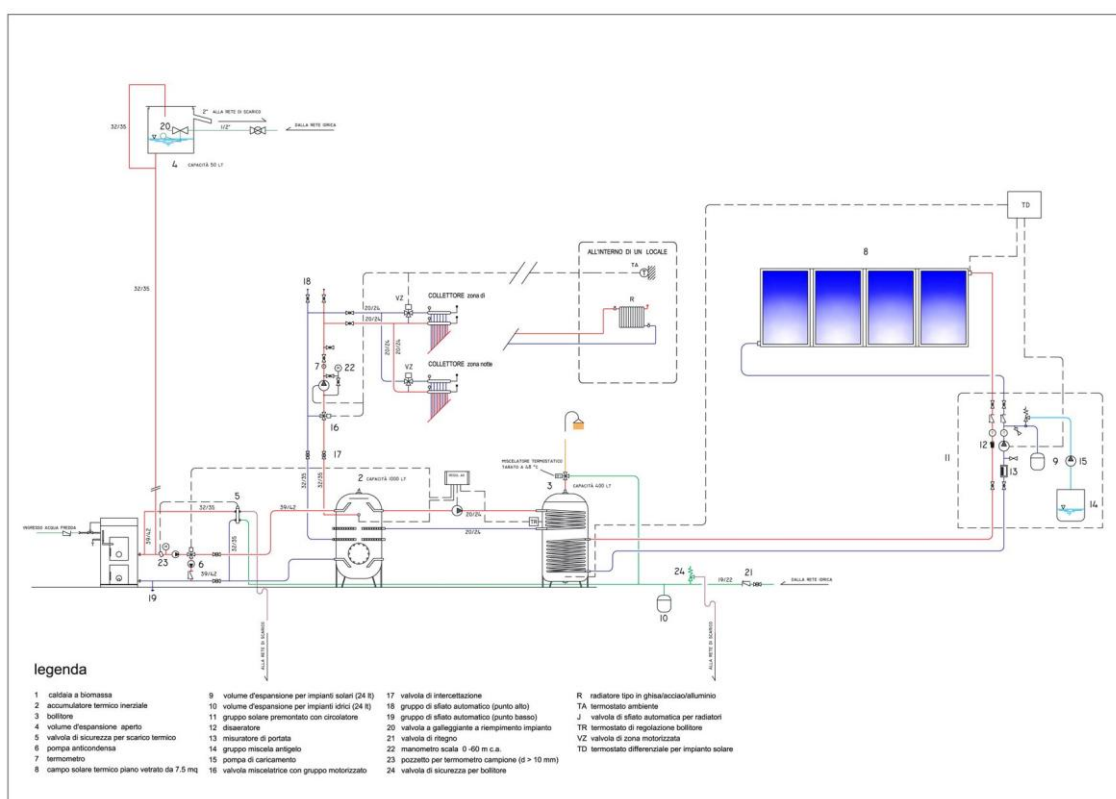



Figura 88 – Esempio di schema funzionale di centrale termica

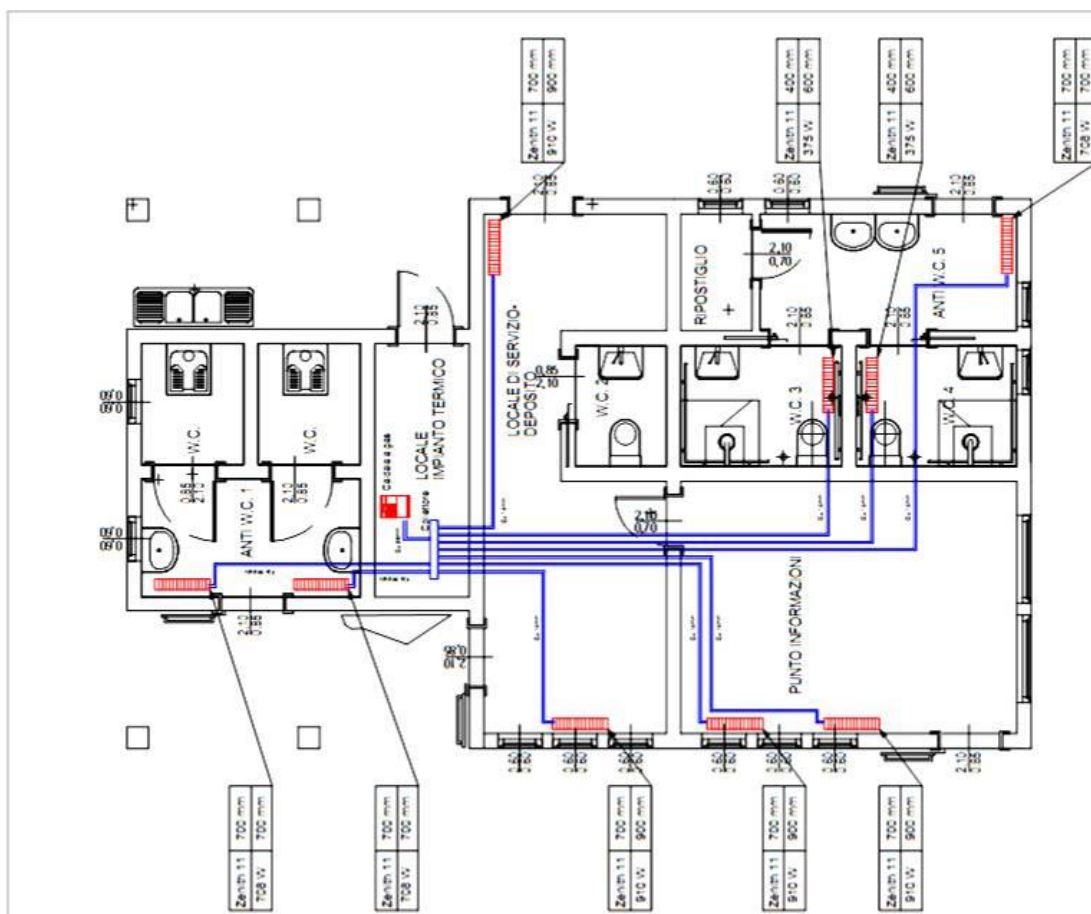



Figura 89 - Esempio di schema di distribuzione

5.6 Stesura del computo metrico

Il computo metrico estimativo (CME) è l'elaborato che, come suggerisce il suo nome, serve a stimare l'opera cioè consente di conoscerne il suo costo totale. Questo documento viene generalmente suddiviso in capitoli (per esempio impianto termico, impianto di ricambio aria, impianto sanitario,…) e in sotto-capitoli (impianto termico aule primo piano, impianto termico aule secondo piano e così via), anche se in realtà non c'è al dettaglio.

Ogni capitolo e ogni sotto-capitolo contiene un elenco di voci che compongono le opere previste, una descrizione dettagliata dei prodotti, la loro quantità, il loro prezzo unitario e il corrispondente prezzo totale.

Per quanto riguarda le quantità è facile: prendi quei bellissimi disegni che hai fatto prima e li stendi sul tavolo. Poi ti metti a misurare distanze per determinare la quantità di tubazioni e canali e contare pezzi per determinare la quantità dei prodotti (caldaia, pompe, valvole e quant'altro).

Per quanto riguarda la parte economica invece sei al punto che di molti prodotti hai trovato il prezzo, comprensivo di fornitura e posa in opera, su prezzari ufficiali. Di altri

prodotti invece che avevi pensato di installare, nei prezzari ufficiali, non c'è traccia. Che fai? Chiami il relativo rappresentante e gli chiedi un preventivo per stabilirne il costo. Il preventivo ti arriva. A questo punto pensi che moltiplicare il costo unitario del singolo prodotto di cui ora hai il prezzo per la quantità prevista ti dia il giusto importo finale? Neanche per sogno!!! Il giusto prezzo va "costruito" o come si dice più correttamente devi fare l'**analisi prezzi**.

È questa una procedura dove ti devi sbattere un bel po' per trovare la giusta cifra da mettere in computo. Come si fa? Beh, diciamo che puoi far finta di essere l'appaltatore (diciamo nel nostro caso la ditta installatrice idraulica). Una volta nei suoi panni richiedi un preventivo per l'acquisto del dato prodotto, stimi quanto tempo occorra a trasportarlo, a installarlo e a smaltire i reflui di lavorazione per lasciare il cantiere pulito. Poi ci ricarichi sopra una congrua percentuale di guadagno. Quello che viene fuori è il giusto numero.

Di seguito ti riporto un esempio di analisi prezzi.

B - IMPIANTO TERMICO

B	*RADIATORI & FAN-COILS*	ore	operai	apparecchi	totale	costo unitario	costo totale
B.001	Smontaggio fan-coils esistenti	0,5	2	102		€ 20,81	€ 2.122,62
						a corpo	€ **2.122,62**
B.002	Rhoss Brio 35 VP + piedini + term. amb. KTA			6		€ 320,00	€ 1.920,00
	posa in opera	1,5	2	6	18	€ 20,81	€ 374,58
	allacciamenti elettrici	1	2	6	12	€ 20,81	€ 249,72
						Totale	€ 2.544,30
						Prezzo Cad.	€ **424,05**
						Prezzo Cad.	**#RIF!**
B.003	Irsap Tesi 900 / 2 colonne			514		€ 8,00	€ 4.112,00
	Coppia mensole a parete Tesi 2			35		€ 2,00	€ 70,00
	Supporto a pavimento			70		€ 3,50	€ 245,00
	Riduzione cromata			105		€ 2,00	€ 210,00
	Tappo cieco con sfiato			35		€ 2,00	€ 70,00
	posa in opera	1	2	35	70	€ 20,81	€ 1.456,70
						Totale	€ 6.163,70
						Prezzo Cad.	€ **11,99**
B.010	*smaltimento resulta di lavorazione*	20	2	1	40	€ 20,81	€ 832,40
						a corpo	€ **832,40**
B.011	*ore in economia di operaio special.*	16	2	1	32	€ 20,81	€ 665,92

Figura 90 - Esempio di analisi prezzi

A me gli occhi, please! Sai qual è la parte più difficile dell'analisi prezzi? Forse richiedere i preventivi? No. La parte più difficile è la stima dei tempi. Neanche i progettisti più esperti possono competere con un "vecchio" idraulico. Solo dopo aver installato varie volte un prodotto puoi essere abbastanza sicuro di quanto tempo occorra per posarlo in opera. Ricorda: abbastanza sicuro, non pienamente.
Ma se uno fa il progettista, e quindi non fa anche l'idraulico, come può stimare i tempi giusti? Va sui cantieri a vedere, osserva, "ruba con gli occhi", si informa, prova e qualche volta sbaglia, cosi come hanno fatto tutti. Poi però alla fine impara (anche se un installatore lo saprà fare sempre meglio).

Voce	Descrizione	u.m.	Q.tà		P. Unitario		Importo
B							
	IMPIANTO TERMICO						
B.003	RADIATORE TUBOLARE IN ACCIAIO Fornitura e posa in opera di radiatore tubolare in acciaio multicolonna ad elementi saldati, tubi del diametro 25 mm, raggio di raccordo tra tubi e testa 25 mm, spessore tubi 1,20 mm, spessore lamiera teste 1,50 mm, numero delle colonne variabile da 2 a 6, altezza da 200 a 2500 mm, passo elemento 45 mm, pressione massima di esercizio 12 bar per 2,3,4 colonne, 10 bar per 5 e 6 colonne, verniciato a polveri epossidiche, ghiere filettate autocentranti negli elementi di estremità, emissione termica certificata EN442. Completo di riduzioni e tappi ciechi con valvola di sfogo aria e guarnizione di tenuta in gomma siliconica bianca verniciati a polveri epossidiche.						
	Radiatore 4 colonne, interasse 800 mm	nr	380	€	22,17	€	8.425,60
B.004	COLLETTORE COMPLANARE IN OTTONE Fornitura e posa in opera di Collettore complanare fuso monoblocco. Per impianti di riscaldamento e condizionamento. Pmax d'esercizio: 10 bar. Campo di temperatura: -10÷110°C. Interasse principale: 60 mm. Interasse derivazioni: 40 mm.						
B.004	Collettore 4 attacchi	nr	1	€	56,00	€	56,00
B.004	Collettore 6 attacchi	nr	4	€	71,24	€	284,96
20,71,00	CASSETTA ISPEZIONE COLLETTORE Fornitura e posa in opera di cassetta d'ispezione in plastica del tipo ventilato adatta per collettori complanari. Corredata di protezioni laterali. Profondità regolabile a 100 o 80 mm. Colore bianco RAL 9010.						
20,71,02	Cassetta dim. 400x300	nr	5	€	150,13	€	750,65

Figura 91 - Esempio di computo metrico

BIBLIOGRAFIA

Aermec. (2007). *Calcolo delle reti idrauliche.* Aermec S.p.A.

Aermec. (2002). L'aria umida e l'uso del diagramma pscicrometrico. Aermec S.p.A.

Cammarata, P. G. (2005). *Impianti termotecnici.* Unversità degli Studi di Catania.

Doninelli, M. *Quaderni Caleffi - Le reti idrauliche.* Caleffi S.p.A.

Eurotherm. (2011). Il manuale del benessere efficiente. Eurotherm S.p.A.

Honeywell. (1990-2011). *Documentazione tecnico-commerciale.* Honeywell S.p.A.

McGowan, J. J. (1995). *Direct Digital Control.* The Fairmont Press, Inc.

Piperno, N. (1989). *Regolazione automatica.* Hoepli.

Rhoss. (2003). *Caldaie e combustione.* Rhoss S.p.A.

Rhoss. (2002). Condizionamento dell'aria. Rhoss S.p.A.

Rhoss. (2002). *Impianti idronici.* Rhoss S.p.A.

Rhoss S.p.A. . (2002). *Condizionamento dell'aria.* Pordenone: Rhoss S.p.A. .

Rossi, N. (2003). *Manuale del termotecnico.* Hoepli.

Saro, O. (2002). Impianti termotecnici. Università degli Studi di Udine.

Taddei, A. (2011). *La regolazione degli impianti di riscaldamento e climatizzazione.* Maggioli Editore.

Tedesco, S. (2010). *Riqualificazione energetico-ambientale degli edifici scolastici.* Alinea Editrice.

Zinna, N. (2004). *Manuale degli impianti idrotermosanitari.* Tecniche nuove.

SITOGRAFIA

Fai una giratina su…